



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

**MODELADO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE
SUJECCIÓN: APLICACIÓN A UNA PINZA
EXPANSIBLE**

Autora:

María Valera Martín

Directores:

Higinio Rubio Alonso

Enrique Soriano Heras

Leganés, junio de 2012

Título: **Modelado y análisis de un sistema de sujeción:
Aplicación a una pinza expansible**

Autora: **María Valera Martín**

Directores: **Higinio Rubio Alonso
Enrique Soriano Heras**

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____
del 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de
Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

A todos los que habéis luchado a mi lado

Os quiero

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mis padres todo el esfuerzo que han realizado para que haya llegado hasta aquí. Gracias por vuestros desvelos, por confiar en mí más que yo misma, por hacer de mi lucha la vuestra y por haberme dado la fuerza que en tantas ocasiones me ha abandonado.

A Iván, que ha estado conmigo cuando más lo he necesitado, que sin dudarlo formó parte del comando y que no me dejó tirar la toalla en ningún momento. Por saber estar ahí siempre y demostrar todo y más, gracias.

A mi ojitos, que tantas y tantas noches desde que era una niña se ha quitado el sueño por estudiar conmigo, que ha escuchado mis miedos y mis alegrías, a ese amor tan incondicional, gracias.

El recuerdo más sincero a mis abuelos, que allí donde estén me gritarán “¡Ingeniera!” desde detrás de la pared de un huerto.

A todos, sólo me queda deciros... ¡Nos hemos coronado!

Resumen

Desarrollar nuevos productos en poco tiempo, para que estén cuanto antes disponibles en el mercado, se convierte en una de las principales preocupaciones de las empresas actuales. Debido a que la fabricación moderna no puede prescindir del uso de mandriles expansibles en el campo del mecanizado, especialmente en las operaciones de torneado, por las elevadas prestaciones que proporcionan; el diseño de nuevas soluciones que permitan la mejora y optimización de estos sistemas, se ha convertido en una necesidad a explotar ya que se puede desarrollar todo un abanico de recursos para situaciones en las que el ahorro energético o la productividad se ven afectados por faltas de mejora tecnológica.

Como en todo proceso de diseño, una vez identificada la oportunidad y desarrollada la ingeniería del producto y el proceso a seguir, el siguiente paso es el de prueba y evaluación.

En el presente proyecto Fin de Carrera se analizará el comportamiento estático de la pieza más crítica de un sistema de amarre mediante mandril, la pinza expansible, permitiendo una reducción notable del tiempo y coste necesarios para la construcción de prototipos. El análisis se llevará a cabo mediante un modelo de elementos finitos realizado con el software ANSYS Workbench.

Palabras clave: Torneado, mandril expansible, pinza, comportamiento estático, elementos finitos, ANSYS Workbench.

Abstract

Developing new products as quickly as possible is a major business concern in the modern business markets. Because modern manufacturing methods cannot do away with the use of expandable chucks in the field of machining (used in turning, grinding, gear manufacturing and quality control), by providing high performance, the designs of new solutions to improve and optimize of these processes have become necessary to obtain a range of resources for situations in which energy savings or productivity has been affected by lack of technological improvement.

As in any design process, once the opportunity is identified, the product engineering development and defined processes, the next steps are to test and evaluate.

In this project thesis I will analyze the static behavior of the most critical piece of a mounting system with using a chuck, the collet; this allows a significant reduction of time and cost required for building prototypes. The analysis for this thesis was conducted using a finite element model made with the software ANSYS Workbench.

Keywords: Turning, expandable chuck, collet, static behavior, finite elements, ANSYS Workbench.

Índice general

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Objetivos.....	3
1.3 Estructura de la memoria.....	5
TEORÍA DEL MECANIZADO Y SISTEMAS DE SUJECCIÓN.....	7
2.1 Definición de mecanizado y tipos de procesos.....	7
2.2 Elementos de un proceso de mecanizado convencional.....	8
2.2.1 <i>Pieza</i>	9
2.2.2 <i>Herramienta</i>	9
2.2.3 <i>Máquina-Herramienta</i>	10
2.2.4 <i>Utillaje</i>	11
2.2.5 <i>Sistema de control</i>	11
2.3 Materiales de piezas y herramientas	11
2.3.1 <i>Materiales de piezas</i>	11
2.3.2 <i>Materiales de herramientas</i>	12

2.4 Movimiento relativo pieza-herramienta	13
2.5 Clasificación de máquinas-herramienta.....	14
2.6 Parámetros y variables asociadas al corte.....	15
2.7 Torneado	16
2.8 Sujeción de las piezas en una máquina de torneado	18
2.8.1 Plato de tres garras	19
2.8.2 Plato de cuatro garras.....	20
2.8.3 Sujeción entre puntos	21
2.8.4 Luneta fija.....	22
2.8.5 Luneta móvil.....	22
2.8.6 Mandriles de pinzas.....	23
2.8.7 Mandriles o núcleos de sujeción	24
ELEMENTOS FINITOS.....	33
3.1 Introducción al método de los elementos finitos	33
3.2 Breve historia del método de los elementos finitos	35
3.3 Conceptos generales del método de los elementos finitos	36
3.4 Tipos de análisis mediante el método de elementos finitos.....	40
3.4.1 Métodos de resolución para el análisis de problemas lineales.....	40
3.4.2 Métodos de resolución para el análisis de problemas no lineales.....	42
3.5 Implementación computacional del método de los elementos finitos.....	43
3.6 Procedimiento de la solución computacional utilizando el Método de los Elementos Finitos	44
3.7 Fuentes de error en el procedimiento de la solución computacional.....	45
3.8 Ventajas y desventajas del método de los elementos finitos	46

3.9 Descripción de los paquetes de software utilizados para el análisis mediante elementos finitos.....	48
3.9.1 <i>Pro/ENGINEER</i>	48
3.9.2 <i>ANSYS Workbench</i>	50
3.9.3 <i>Matlab</i>	54
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y PROCESO METODOLÓGICO	55
4.1 Antecedentes al presente proyecto fin de carrera	55
4.2 Planteamiento del problema actual.....	56
4.3 Metodología.....	57
DESARROLLO DEL PROYECTO	61
5.1 Modelado de piezas mediante Pro/ENGINEER.....	61
5.1.1 <i>Mandril expansible</i>	65
5.1.2 <i>Pistón de accionamiento</i>	65
5.1.3 <i>Tapa trasera</i>	67
5.1.4 <i>Cuerpo principal del mandril</i>	69
5.1.5 <i>Cono de accionamiento</i>	71
5.1.6 <i>Casquillo expulsor</i>	73
5.1.7 <i>Casquillo actuador</i>	75
5.1.8 <i>Pinza expansible</i>	76
5.1.9 <i>Pieza fija entre el cono de accionamiento y el tope</i>	79
5.1.10 <i>Tope</i>	80

5.2 Desarrollo analítico: modelo para el cálculo de la fuerza de sujeción mínima en operaciones de torneado	82
5.2.1 Cálculo de la fuerza de sujeción necesaria F_{spo} sin tener en cuenta las rotaciones	82
5.2.2 Determinación de la fuerza inicial de amarre F_{spz} teniendo en cuenta la fuerza centrífuga F	89
5.2.3 Determinación de la fuerza de accionamiento F_{acc} para conseguir la fuerza de sujeción F_{spz}	91
5.2.4 Cálculo de la presión de accionamiento P_{acc} para el desarrollo de las simulaciones	93
5.3 Proceso de simulaciones en ANSYS Workbench	97
5.3.1 Acciones previas a las simulaciones en ANSYS Workbench	97
5.3.2 Máxima deformación que puede admitir la pinza expansible.....	110
5.3.3 Fuerza mínima que debe ejercerse en la pinza para que exista deformación	111
5.4 Presentación de resultados en Matlab.....	115
5.4.1 Máxima deformación que puede admitir la pinza expansible.....	115
5.4.2 Fuerza mínima que debe ejercerse en la pinza para que exista deformación	118
PRESUPUESTO.....	121
6.1 Información del Proyecto Fin de Carrera	121
6.2 Coste de personal.....	123
6.3 Costes de equipos y licencias	124
6.4 Otros costes directos imputables al proyecto	125
6.5 Resumen de costes totales	126

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	127
7.1 Conclusiones.....	127
7.2 Trabajos futuros.....	131
REFERENCIAS.....	135

Índice de figuras

Figura 1: Movimiento relativo pieza-herramienta durante el mecanizado.....	13
Figura 2: Clasificación de máquinas-herramientas [3].....	14
Figura 3: Torno paralelo	15
Figura 4: Esquema de los procesos de mecanizado [3].....	15
Figura 5: Esquema de un torno paralelo [3]	16
Figura 6: Operaciones más frecuentes de torneado [3]	17
Figura 7: Esquema del plato de tres garras [4]	19
Figura 8: Plato de tres garras [5]	19
Figura 9: Pieza sujeta mediante plato de cuatro garras [4].....	20
Figura 10: Plato de cuatro garras sujetando mediante un angular y equilibrado por contrapesos [4].....	20
Figura 11: Plato de cuatro garras [5]	20
Figura 12: Punto giratorio para altas velocidades de giro y piezas muy pesadas [4].....	21
Figura 13: Detalle de orificios de centrado en puntos de sujeción según la normativa DIN 332 [4]	21
Figura 14: Punto de sujeción [5].....	21

Figura 15: Luneta fija [4].....	22
Figura 16: Luneta móvil [4]	23
Figura 17: Mandriles de pinzas [4].....	23
Figura 18: Esquema de un mandril expansible [4].....	24
Figura 19: Mandril expansible [5].....	24
Figura 20: Mandril accionado manualmente [1]	25
Figura 21: Mandril accionado manualmente mediante tuerca de amarre [1]	26
Figura 22: Mandriles accionados mediante tuerca y cono morse con diferentes tipos de pinza [1].....	27
Figura 23: Mandril accionado manualmente mediante tuerca y tope de anillo [1]	28
Figura 24: Mandril accionado automáticamente con contraplato [1].....	29
Figura 25: Mandril accionado automáticamente con cono morse [1]	30
Figura 26: Mandril accionado automáticamente con brida portatopes sin componente axial [1].....	31
Figura 27: Mandril accionado automáticamente con brida portatopes [1].....	32
Figura 28: Discretización con elementos finitos	34
Figura 29: Esquema de cualquier sistema a analizar por el MEF	37
Figura 30: Método de iteración [7].....	41
Figura 31: Ejecución de un análisis mediante el MEF	45
Figura 32: Interfaz de Pro/ENGINEER Wildfire 5.0	49
Figura 33: Interfaz de ANSYS Workbench v.11.0.....	53
Figura 34: Modelo de pinza expansible de referencia.....	56
Figura 35: Modelo de pinza expansible propuesto y analizado.....	56
Figura 36: Interfaz de SOLID EDGE ST3	58
Figura 37: Serie de mallados hasta alcanzar la malla más conveniente	59

Figura 38: Inicio de sesión en Pro/ENGINEER Wildfire 5.0	61
Figura 39: Pantalla inicial de trabajo de Pro/ENGINEER	62
Figura 40: Tipo de archivo seleccionado para la generación de los modelos en Pro/ENGINEER	63
Figura 41: Área de trabajo para el modelado de piezas en Pro/ENGINEER	64
Figura 42: Plano de conjunto del mandril expansible	65
Figura 43: Plano del pistón de accionamiento.....	65
Figura 44: Modelo 3D del pistón de accionamiento	66
Figura 45: Detalle de la geometría del pistón de accionamiento.....	67
Figura 46: Plano de la tapa trasera.....	67
Figura 47: Modelo 3D de la tapa trasera	68
Figura 48: Detalle de la geometría de la tapa trasera	68
Figura 49: Plano del cuerpo principal del mandril	69
Figura 50: Modelo 3D del cuerpo principal del mandril.....	70
Figura 51: Detalle de la geometría del cuerpo principal del mandril	70
Figura 52: Plano del cono de accionamiento.....	71
Figura 53: Detalle del plano del cono de accionamiento.....	71
Figura 54: Modelo 3D del cono de accionamiento	72
Figura 55: Detalle de la geometría del cono de accionamiento.....	73
Figura 56: Plano del casquillo expulsor	73
Figura 57: Modelo 3D del casquillo expulsor	74
Figura 58: Detalle de la geometría del casquillo expulsor	74
Figura 59: Plano del casquillo actuador	75
Figura 60: Modelo 3D del casquillo actuador	75
Figura 61: Detalle de la geometría del casquillo actuador	76

Figura 62: Plano de la pinza expansible	76
Figura 63: Modelo 3D de la pinza expansible	77
Figura 64: Detalle de la geometría de la pinza expansible	78
Figura 65: Vista lateral del detalle de las hendiduras de la pinza expansible	78
Figura 66: Vista frontal del detalle de las hendiduras de la pinza expansible.....	78
Figura 67: Plano de la pieza fija	79
Figura 68: Modelo 3D de la pieza fija.....	79
Figura 69: Plano del tope del mandril expansible	80
Figura 70: Modelo 3D del tope	81
Figura 71: Detalle de la geometría del tope.....	81
Figura 72: Distribución de fuerzas en el mandril expansible [2]	83
Figura 73: Momento torsor generado por F_c	84
Figura 74: Fuerza de accionamiento necesaria.....	91
Figura 75: Fuerzas de amarre en el cono de accionamiento [1]	91
Figura 76: Desarrollo del Teorema de Tales para la obtención del área de las hendiduras superiores.....	94
Figura 77: Desarrollo del Teorema de Tales para la obtención del área de las hendiduras inferiores.....	95
Figura 78: Inicio de sesión en ANSYS Workbench v11.0	97
Figura 79: Tipo de fichero seleccionado en ANSYS Workbench.....	98
Figura 80: Determinación de la magnitud de longitud en ANSYS Workbench	99
Figura 81: Proceso para importar geometría en ANSYS Workbench.....	99
Figura 82: Primera geometría importada a ANSYS Workbench	100
Figura 83: Distribución de la tensión equivalente de von Mises en la pinza utilizando simetría	100

Figura 84: Geometría definitiva para el proceso de simulaciones en ANSYS Workbench	101
Figura 85: Propiedades del acero inoxidable empleado en la geometría de la pinza ...	102
Figura 86: Malla fina por defecto en ANSYS Workbench	103
Figura 87: Carga de presión normal a la superficie interna de la pinza	104
Figura 88: Carga fija.....	105
Figura 89: Soporte elástico definido para la pinza expansible	105
Figura 90: Distribución de la tensión equivalente de von Mises en la pinza expansible	106
Figura 91: Distribución de la deformación total en la pinza expansible	107
Figura 92: Detalle del mallado de la pinza expansible en ANSYS Workbench	108
Figura 93: Detalle de la tensión máxima obtenida en la solución de ANSYS Workbench	109
Figura 94: Presión de accionamiento vs máxima tensión equivalente de von Mises...	116
Figura 95: Presión de accionamiento vs máxima deformación total	118
Figura 96: Presión de accionamiento vs máxima deformación total	120

Índice de tablas

Tabla 1: Coeficientes de fricción.....	84
Tabla 2: Presión específica de corte para aceros [1]	86
Tabla 3: Presión específica de corte para materiales no férricos [1]	87
Tabla 4: Presión específica de corte para fundiciones [1]	87
Tabla 5: Resultados obtenidos en ANSYS según el tamaño de mallado	108
Tabla 6: Soluciones obtenidas para la máxima deformación que puede sufrir la pinza	110
Tabla 7: Detalle de la tabla de presión específica de corte para aceros.....	112
Tabla 8: Tabla de deformaciones obtenidas en ANSYS Workbench disminuyendo el avance de la herramienta	113
Tabla 9: Tabla de deformaciones obtenidas en ANSYS Workbench disminuyendo la profundidad de pasada de la herramienta	114
Tabla 10: Presupuesto de personal	123
Tabla 11: Presupuesto de equipos y licencias	124
Tabla 12: Presupuesto de otros costes directos	125
Tabla 13: Resumen de los costes totales imputables al proyecto	126

Capítulo 1

Introducción y objetivos

1.1 Introducción

El desarrollo de nuevos productos se ha convertido en un factor clave para lograr el éxito empresarial: si en los años ochenta y noventa, todos los esfuerzos se centraban en reducir el ciclo de fabricación y en implantar sistemas de producción flexible, el nuevo siglo ha venido acompañado de un cambio de perspectiva y una preocupación por el proceso de diseño y desarrollo de nuevos productos. Y más concretamente por la reducción del tiempo empleado en ello.

Por lo tanto, desarrollar nuevos productos en poco tiempo, para que estén cuanto antes disponibles en el mercado, se convierte en una de las principales preocupaciones de las empresas actuales.

La importancia concedida al tiempo de desarrollo de nuevos productos, como factor de ventaja competitiva, ha motivado que una de las principales preocupaciones de los encargados de gestionar dicho proceso sea el encontrar una serie de herramientas que ayuden a reducir dicho tiempo.

Debido a que la fabricación moderna no puede prescindir del uso de mandriles expansibles en el campo del mecanizado, torneado, rectificado, fabricación de engranajes y en control de calidad, por las elevadas prestaciones que proporcionan, el diseño de nuevas soluciones que permitan la mejora y optimización de estos sistemas, se ha convertido en una necesidad a explotar ya que se puede desarrollar todo un abanico de recursos para situaciones en las que el ahorro energético o la productividad se ven afectados por faltas de mejora tecnológica.

Las prestaciones más solicitadas en un mandril expansible son:

- Control de la precisión y perpendicularidad en operaciones de torneado y rectificado.
- Control de la concentricidad en operaciones de torneado y rectificado entre puntos.
- Elevado grado de equilibrado en el mecanizado de piñones de cajas de cambios.
- Transmisión de elevados pares para operaciones de desbaste.
- Sujeción para el mecanizado de piñones cónicos y engranajes.
- Amplio campo de diámetros de sujeción.
- Mecanizado de camisas de motores, cilindros y tubos.
- Mecanizado de piezas donde la exactitud de giro sobre el diámetro sea especialmente elevada.
- Amarre para el mecanizado de piñones helicoidales.

Todas ellas imposibles de realizar mediante el empleo de platos de garras ya que en la fabricación completamente automatizada, resulta imposible el amarre por contornos interiores de diámetros reducidos así como no es posible llegar a obtener la misma precisión y perpendicularidad que mediante mandriles expansibles.

Identificada la necesidad de satisfacer estas prestaciones así como la incorporación de un sistema de retroacción para garantizar la correcta posición de la pieza a mecanizar y un sistema de detección automático de pieza que sirviera de herramienta de seguridad tanto al inicio como durante el proceso de mecanizado, en estudios realizados con anterioridad [1] [2], se diseñó un mandril expansible especial y se desarrolló un modelo analítico para determinar las diversas fuerzas que intervienen en los mandriles expansibles, con el objetivo de minimizar el gasto energético, aumentar la productividad y establecer los límites máximos de fuerzas de accionamiento.

Como en todo proceso de diseño, una vez identificada la oportunidad y desarrollada la ingeniería del producto y el proceso a seguir, el siguiente paso es el de prueba y evaluación que se realizará mediante el presente proyecto fin de carrera.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de este proyecto Fin de Carrera es analizar el comportamiento estático de la pieza más crítica de un sistema de amarre, la pinza expansible, ya que además de soportar bajo rotación el peso de la pieza a mecanizar, se encuentra sometida a las mayores deformaciones del sistema.

El presente proyecto se engloba dentro de una nueva línea de investigación del Grupo Maqlab, de la Universidad Carlos III de Madrid, y parte de diferentes trabajos desarrollados por el citado Grupo; en particular por el codirector de este Proyecto, Don Enrique Soriano Heras [1] [2].

A lo largo del desarrollo del proyecto se implementará un diseño realista de la pinza mediante un software gráfico, al que posteriormente se le realizará un análisis genérico por elementos finitos. Este análisis se ejecutará a través de sucesivas simulaciones bajo condiciones reales modeladas mediante la aplicación de cargas realistas. A la conclusión del proyecto, se podrá establecer la curva de rigidez de la pinza cuando se halla en un proceso de expansión libre.

La posibilidad de realizar estas simulaciones mediante sistemas CAD/CAM/CAE antes del proceso de implementación real de la pieza, permite una reducción notable del tiempo y coste necesarios para la construcción de prototipos.

Aunque las técnicas CAD/CAM/CAE no eliminan por completo la necesidad de realizar prototipos, sí reducen drásticamente el número de pruebas a realizar con los mismos y constituye una ayuda para poder identificar en una fase temprana la fiabilidad, el rendimiento o determinados problemas técnicos o de coste.

Concretando, el análisis que se realizará en este Proyecto Fin de Carrera de la pinza, proporcionará datos suficientes para poder determinar aspectos tales como:

- La cuantía de la fuerza de accionamiento necesaria para que se alcance el contacto entre la pinza y la pieza a mecanizar.
- La rigidez estática de la pinza ante las fuerzas de amarre suministradas.

Para realizarlo, las etapas que se han seguido desarrollando el análisis y evaluación del comportamiento de la pinza expansible han sido:

- Recopilación de información y análisis del proyecto Fin de Máster que ha servido como referencia a lo largo del desarrollo del trabajo.
- Modelado de las piezas en el software de diseño asistido por ordenador Pro/ENGINEER a partir de los planos proporcionados en AUTOCAD.

- Desarrollo matemático del modelo analítico para la determinación de las fuerzas de accionamiento en el mandril expansible.
- Simulaciones bajo múltiples situaciones en el software de ingeniería asistida por ordenador ANSYS Workbench.
- Representación de datos arrojados mediante las simulaciones por medio de gráficos elaborados con el software matemático MATLAB.
- Análisis de resultados.

1.3 Estructura de la memoria

La memoria del presente proyecto Fin de Carrera se ha dividido en seis capítulos que se ordenan de la siguiente manera:

- Capítulo 1: En este primer capítulo, tras una breve introducción se han descrito los objetivos principales así como la forma de alcanzarlos y las fases para conseguirlos.
- Capítulo 2: El segundo capítulo se compone de teoría de mecanizado, haciendo una especial mención al proceso de torneado y a los sistemas de sujeción en las máquinas que llevan a cabo dicha operación.
- Capítulo 3: En el tercer capítulo se expondrá la teoría de elementos finitos ya que el programa utilizado para la simulación de la pinza expansible parte del método de los elementos finitos para la solución de problemas ingenieriles. Así mismo se hará un análisis de los programas utilizados para el desarrollo del estudio.
- Capítulo 4: En el cuarto capítulo se expone el planteamiento del problema y el modelo específico que se va a analizar así como la metodología empleada para la solución del mismo.

- Capítulo 5: En el capítulo cinco se abordará el desarrollo del proyecto, desde los primeros modelos en Pro/ENGINEER hasta las gráficas obtenidas en MATLAB pasando por el desarrollo matemático del modelo analítico y los procesos de simulación llevados a cabo en ANSYS Workbench.
- Capítulo 6: En el sexto capítulo se exponen las conclusiones y los trabajos futuros a realizar en función de los datos obtenidos.
- Capítulo 7: En el séptimo y último capítulo se expone el presupuesto que ha sido necesario para la ejecución del presente Proyecto Fin de Carrera.

Finalmente se indica la bibliografía y documentación empleada para la realización del presente trabajo.



2.1 Definición de mecanizado y tipos de procesos

Los procesos de conformado por eliminación de material, habitualmente denominados procesos de mecanizado, se caracterizan por la obtención de la geometría final de la pieza mediante la eliminación del material sobrante de una preforma de partida.

Según el método empleado en la eliminación del material, pueden considerarse incluidas dentro de los procesos de mecanizado las dos siguientes categorías de procesos:

- Procesos Convencionales: La eliminación de material se realiza fundamentalmente por medios mecánicos. Los procesos de torneado, fresado y taladrado, pertenecen a este grupo.
- Procesos No Convencionales: La eliminación de material se debe fundamentalmente a otros medios diferentes de los mecánicos (eléctricos, físico-químicos, etc.). Procesos pertenecientes a este grupo son la electroerosión y el fresado químico entre otros.

Los procesos de mecanizado constituyen, en la actualidad, el conjunto de procesos de fabricación más ampliamente difundidos en la industria. Ello es debido, entre otras razones, a su gran versatilidad en la obtención de diferentes tipos de geometría y al nivel de precisión dimensional obtenido en comparación con otros procesos.

Esta difusión ha sido causa, entre otras razones, de que los equipos propios de mecanizado hayan experimentado una evolución más acusada que los restantes en el campo de la automatización, siendo las Máquinas-Herramienta de Control Numérico el más claro exponente de este hecho [3].

2.2 Elementos de un proceso de mecanizado convencional

La realización de un Proceso de Mecanizado, requiere la intervención de los siguientes elementos:

- Pieza
- Herramienta
- Máquina-Herramienta
- Utillaje
- Sistema de control

2.2.1 Pieza

El término genérico pieza representa el elemento material objeto de la transformación durante la ejecución del proceso. En su estado inicial o preforma, la geometría de la pieza presenta unas creces, que suponen una sobredimensión respecto a las dimensiones finales a obtener. En la mayoría de las situaciones, el material sobrante se elimina en una serie de operaciones sucesivas que van aproximando la geometría de la preforma a la de la pieza terminada. Las operaciones intermedias de este proceso se designan genéricamente como operaciones de desbaste, mientras que la última de tales operaciones se designa como operación de acabado. Una vez alcanzada la forma geométrica final, la pieza debe encontrarse dentro de las especificaciones dimensionales del diseño (tolerancias dimensionales, tolerancias de forma y posición, acabado superficial, etc.)

Aparte de las especificaciones dimensionales, la pieza debe cumplir otras especificaciones de diseño tales como las propiedades mecánicas. Estas propiedades serán asimismo un condicionante a la hora de elegir el proceso y la forma en la que éste será llevado a cabo [3].

2.2.2 Herramienta

Es el elemento que entra en contacto directo con la pieza y produce la eliminación del material sobrante de la preforma.

Una herramienta consta, en general, de una o varias aristas o filos, materializadas por la intersección de superficies, generalmente planas. Entre estas superficies, resultan de mayor interés la denominada cara de incidencia, aquélla que queda enfrentada a la superficie mecanizada de la pieza y la cara de desprendimiento, aquélla por la que se desprende el material eliminado o viruta. Las aristas se denominan aristas o filos de corte.

La tipología existente de herramientas es muy amplia, ya que depende, entre otras, de la operación a realizar y condiciones de la misma, de la máquina-herramienta en la que se desarrolla dicha operación y de las propiedades que se pretenden conseguir en la

pieza una vez finalizado el proceso. En función del número de aristas de corte es frecuente considerar una primera clasificación de herramientas en herramientas monofilo, tales y como las empleadas en operaciones de torno, y herramientas multifilo, tales y como las empleadas en operaciones de fresado. La herramienta se completa con una parte no activa que permite su fijación a los elementos de sujeción de la máquina-herramienta.

Según su construcción pueden considerarse herramientas enterizas, cuando toda la herramienta es del mismo material y herramientas de plaquitas cuando la parte activa y el resto de la herramienta son de materiales diferentes. Se denominan de esta forma porque la parte activa suele tener forma de pequeñas placas que se unen al mango o al cuerpo de la herramienta mediante soldadura o medios de fijación mecánica (tornillos, bridas, etc.) [3].

2.2.3 Máquina-Herramienta

Una máquina-herramienta puede considerarse constituida por el conjunto de dispositivos que permiten el desplazamiento relativo entre la pieza y la herramienta y la eliminación del material sobrante de la preforma. Estos dispositivos pueden agruparse dentro de las siguientes categorías [3]:

- Dispositivos de sujeción: Son aquéllos que tienen como misión asegurar que la pieza o la herramienta se mantienen en posiciones tales que permiten la eliminación de material. Ejemplos de estos dispositivos son: platos de garras, mordazas, mesas portaherramientas, conos de sujeción, etc.
- Dispositivos de accionamiento: Son aquéllos encargados de realizar el desplazamiento relativo entre la pieza y la herramienta: Motor, transmisiones, husillos, etc.

2.2.4 Utillaje

Es todo conjunto, generalmente mecánico, que cumple misiones de posicionamiento, fijación o cualquier otra función auxiliar en relación con la pieza, la herramienta, o su movimiento relativo.

Algunos de los elementos considerados como partes integrantes de las máquinas-herramienta, pueden ser considerados a su vez como utillaje. Este sería el caso de un plato de garras en un torno, o una mordaza en una fresadora. Normalmente este tipo de utillaje, al ser estándar en la mayoría de las máquinas-herramienta de un cierto tipo, suele ser considerado como parte integrante de dichas máquinas, reservándose la denominación de utillaje para aquellos elementos específicos utilizados en cada proceso concreto [3].

2.2.5 Sistema de control

Engloba los dispositivos encargados de controlar los desplazamientos relativos entre pieza y herramienta. En las máquinas convencionales el control suele ser realizado por acciones del operario (tornero, fresador) sobre los dispositivos que a tal efecto cuenta la máquina-herramienta (volantes, botoneras, palancas de control, etc.). En las máquinas de control numérico, este tipo de acciones quedan relegadas al propio control de la máquina sin que se produzca una intervención directa del operario sobre el proceso de eliminación de material [3].

2.3 Materiales de piezas y herramientas

2.3.1 Materiales de piezas

El material de la pieza a mecanizar es uno de los condicionantes esenciales para la viabilidad del proceso. No obstante, aun conociendo sus propiedades físicas, no resulta sencillo predecir su comportamiento en un proceso de mecanizado debido al elevado número de factores que inciden sobre él. Existen recopilaciones experimentales que recogen las condiciones de trabajo más habituales para diferentes operaciones de

mecanizado y tipos de materiales. No obstante, los valores recomendados difícilmente se ajustan a una situación particular, aunque sirven como punto de partida para el ajuste final a la situación productiva concreta.

Para caracterizar el comportamiento de un determinado material suele emplearse el concepto de maquinabilidad, entendida como la aptitud que presenta éste para ser mecanizado [3].

2.3.2 Materiales de herramientas

Existe una amplia variedad de materiales empleados en la parte activa de la herramienta. La elección de uno u otro tipo depende fundamentalmente de las propiedades mecánicas del material a mecanizar y de los requerimientos del proceso a realizar. Por lo general, se requiere una elevada dureza y una elevada resistencia al desgaste que permita la eliminación continua de material. Resulta esencial que estas propiedades se mantengan en caliente debido al incremento de temperatura producido en la zona de corte como consecuencia del rozamiento entre la pieza y la herramienta. Este hecho descarta el uso de materiales tales como los aceros al carbono, al no mantener unas propiedades de dureza aceptables en caliente.

Como materiales más usuales de la parte activa de la herramienta pueden considerarse los siguientes grupos [3]:

- Aceros rápidos
- Carburos metálicos
- Materiales cerámicos
- Cermets
- Materiales diamantados

2.4 Movimiento relativo pieza-herramienta

Para poder eliminar el material sobrante de la preforma es necesario que la pieza y la herramienta posean un movimiento relativo. En la práctica, y en cada proceso concreto, bien una u otra, o en algunos casos ambas, son quienes realmente se desplazan. A efectos de facilitar el estudio cinemático del movimiento relativo pieza/herramienta, se considera que la pieza permanece inmóvil, mientras que la herramienta es quien describe el movimiento relativo. Este movimiento suele descomponerse en tres movimientos denominados [3]:

- Movimiento principal
- Movimiento de avance
- Movimiento de penetración

El movimiento principal es el responsable de la eliminación del material. Consume la mayor parte de la potencia empleada en el proceso.

El movimiento de avance es el responsable de un arranque continuo de material, marcando la trayectoria que debe seguir la herramienta a tal fin.

El movimiento de penetración suele ser un movimiento previo al inicio del proceso que posiciona inicialmente pieza y herramienta, siendo responsable de la cantidad de material eliminado.

En la figura 1 se pueden observar los tres movimientos en los que se descompone el movimiento relativo pieza-herramienta.

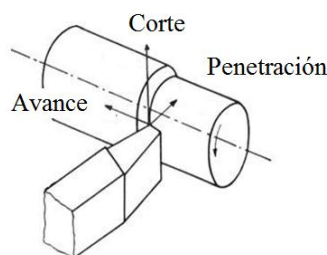


Figura 1: Movimiento relativo pieza-herramienta durante el mecanizado

2.5 Clasificación de máquinas-herramienta

Las máquinas-herramienta pueden ser clasificadas según diversos criterios.

Atendiendo a que el movimiento principal sea de rotación o de traslación y a que éste lo lleve la pieza o la herramienta, puede considerarse la siguiente clasificación representada en la figura 2, en la cual se incluye el tipo de herramienta normalmente empleado: (1) = Monofilo o (2) = Multifilo.

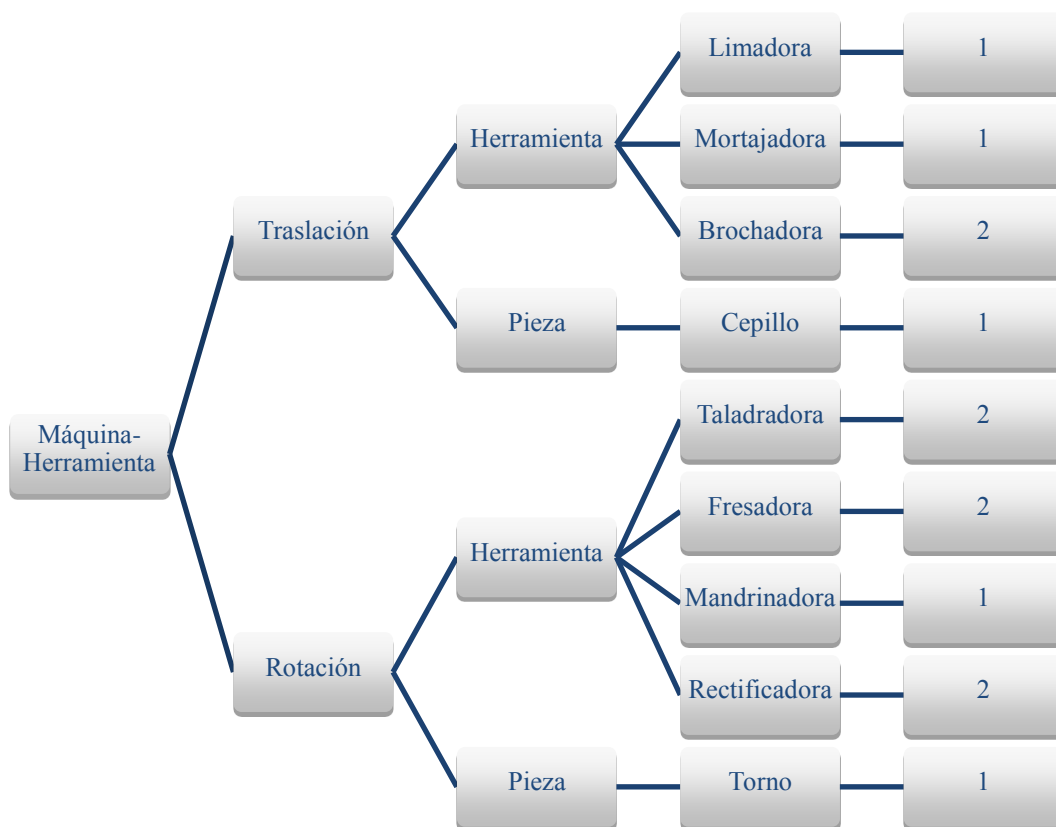


Figura 2: Clasificación de máquinas-herramientas [3]

El torno emplea una herramienta monofilo y un movimiento de rotación de la pieza para la eliminación del material. Es, junto con la fresadora, la máquina-herramienta más universal y versátil. Permite el mecanizado de superficies de revolución con unos grados de acabado superficial suficientemente buenos si la elección de las condiciones de corte se realiza adecuadamente.

Permite asimismo la obtención de superficies planas perpendiculares al eje de rotación de la pieza y otra serie de trabajos que serán descritos más adelante [3]. El torno más habitual, denominado torno paralelo, se recoge en la figura 3.



Figura 3: Torno paralelo

2.6 Parámetros y variables asociadas al corte

Cualquier proceso de mecanizado puede asimilarse a una situación tal y como la mostrada en la figura 4. En ella puede apreciarse como la herramienta produce la eliminación del material de la pieza mediante la incidencia de la arista o filo de corte sobre ésta, desplazándose con una velocidad relativa v , que es la velocidad resultante de corte [3].

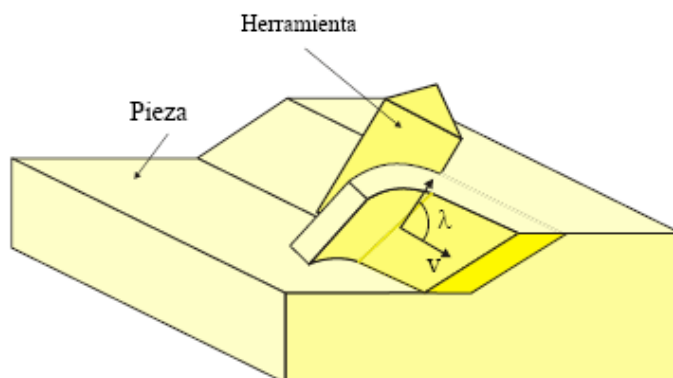


Figura 4: Esquema de los procesos de mecanizado [3]

El ángulo formado por la dirección de la velocidad resultante de corte y la arista de corte recibe el nombre de ángulo de inclinación λ . Cuando $\lambda=90^\circ$ el modelo de corte se conoce como corte ortogonal, mientras que para $\lambda \neq 90^\circ$ el modelo de corte se denomina corte oblicuo.

2.7 Torneado

Con el nombre genérico de torneado se conoce al conjunto de operaciones de mecanizado que pueden efectuarse en la máquina-herramienta denominada torno.

El torno fundamentalmente permite obtener piezas de revolución, aunque también es posible la obtención de superficies planas mediante ciertas operaciones. El movimiento principal en el torneado es de rotación y lo lleva la pieza, mientras que los movimientos de avance y penetración son generalmente rectilíneos y los lleva la herramienta. El eje de rotación de la pieza se designa como eje Z. El eje X se define paralelo a la bancada y perpendicular a Z, mientras que el eje Y, de escasa utilización en torneado, se define de forma tal que constituye un triedro rectángulo orientado a derechas con los ejes X y Z. En algunas máquinas y operaciones, el movimiento de avance puede no seguir una trayectoria rectilínea. Este es por ejemplo un caso típico de operaciones efectuadas en tornos de control numérico que permiten el control simultáneo de los ejes Z y X.

Aunque existen diversos tipos de tornos que incorporan ciertas particularidades, un torno puede ser esquematizado tal y como se representa en la figura 5.

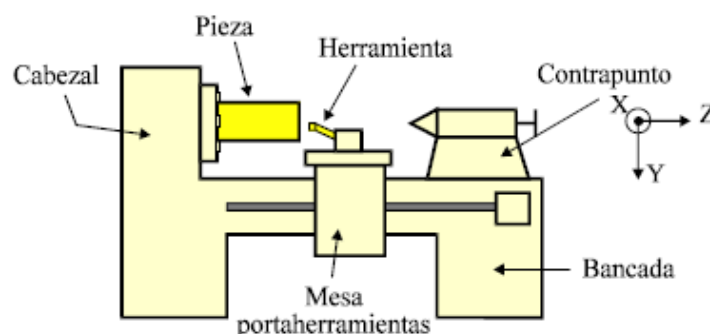


Figura 5: Esquema de un torno paralelo [3]

El motor de accionamiento, situado en la parte inferior de la estructura, suministra la potencia requerida para el mecanizado. Dependiendo del tamaño y de las aplicaciones a las que se destine, el valor de la potencia puede oscilar desde 1 kW en las máquinas más pequeñas hasta 90 kW o incluso valores superiores en máquinas de mayor tamaño.

Del motor de accionamiento, parte la cadena cinemática de transmisión (correas, engranajes, cajas de cambio, sistema hidráulico, etc.) que permite la transmisión de la potencia a los puntos en los que ésta se requiere.

El mayor consumo de potencia es requerido en el movimiento principal de rotación de la pieza. Esta rotación se realiza alrededor del eje principal o husillo de la máquina. Otro requerimiento de potencia, aunque de cuantía muy reducida en relación al anterior, procede del carro o mesa portaherramientas y es necesario para que la herramienta pueda realizar los desplazamientos de avance y de penetración.

Coaxial con el husillo se encuentra el cabezal fijo de la máquina, que normalmente incorpora el plato de garras como elemento estándar de sujeción. En el extremo opuesto se encuentra el cabezal móvil o contrapunto que se utiliza como elemento auxiliar de sujeción en piezas largas y como soporte de herramientas en ciertas operaciones.

Todos estos elementos son solidarios a una bancada que permite la fijación de la máquina-herramienta al suelo y proporciona rigidez estructural a cada uno de ellos [3].

Las operaciones más frecuentes a realizar en un torno, esquematizadas en la figura 6, son las siguientes:

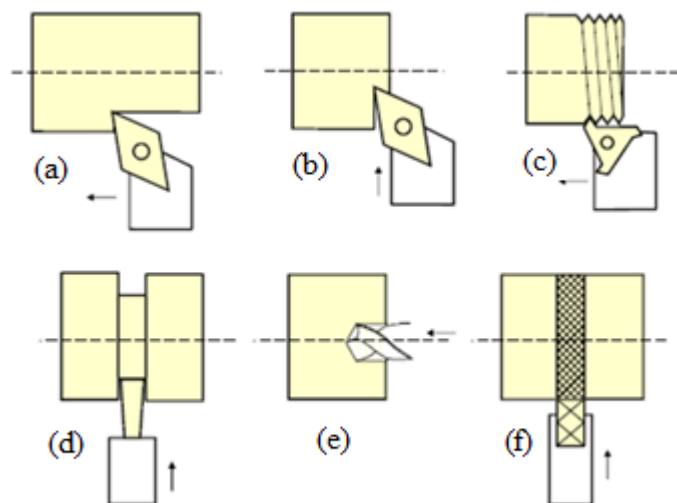


Figura 6: Operaciones más frecuentes de torneado [3]

- (a) Cilindrado: Permite la obtención de una geometría cilíndrica de revolución. Puede aplicarse tanto a exteriores como a interiores.
- (b) Refrentado: Permite la obtención de superficies planas perpendiculares al eje de rotación de la máquina.
- (c) Roscado: Permite la obtención de roscas, tornillos en el caso de roscado exterior y tuercas en el caso de roscado interior.
- (d) Cajeado o Ranurado: Permite la obtención de cajas o ranuras de revolución. Con esta operación también se lleva a cabo el Tronzado, que permite cortar o tronzar la pieza perpendicularmente al eje de rotación de la pieza.
- (e) Taladrado: Permite la obtención de taladros coaxiales con el eje de rotación de la pieza.
- (f) Moleteado: Permite el marcado de la superficie cilíndrica de la pieza a fin de facilitar la rotación manual de la misma.

2.8 Sujeción de las piezas en una máquina de torneado

La diversidad de formas y tamaños de las piezas a sujetar exige diferentes tipos de elementos de sujeción. Estos elementos tienen que transmitir el movimiento principal de giro a la pieza a mecanizar y soportar sólidamente la reacción que se origina en la formación de viruta.

2.8.1 Plato de tres garras

El plato universal de tres garras, que se puede observar en las figuras 7 y 8, se utiliza para sujetar piezas redondas, triangulares y hexagonales. Las tres garras se sujetan por medio de sus guías a una rosca plana con forma helicoidal. La cara trasera del disco roscado lleva corona dentada en la que engranan tres piñones cónicos con rebaje interior de cuatro lados y situados a 120°.

El movimiento de apriete de las garras se consigue girando los piñones cónicos con una llave de cuadrillo. Se pueden apretar hacia dentro (garra de exteriores) y hacia fuera (garra de interiores). Los escalones en las garras amplían las posibilidades de sujeción. Las piezas en forma de barra se introducen en el agujero del husillo de trabajo y se sujetan con las garras.

El plato universal de cuatro garras se utiliza para la sujeción de piezas cuadradas y octogonales [4].

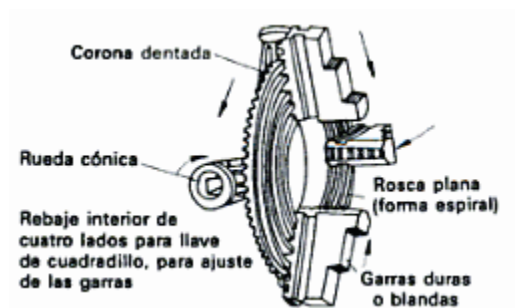


Figura 7: Esquema del plato de tres garras [4]



Figura 8: Plato de tres garras [5]

2.8.2 Plato de cuatro garras

Se utiliza para sujetar piezas de gran diámetro o de forma asimétrica. El ajuste de cada una de las cuatro garras es independiente. Se los puede invertir la posición por lo que pueden emplearse tanto como garras de interiores como de exteriores.

Primero se ajusta la pieza a ojo y después se centra con un gramil o con un comparador si así lo exige la precisión del mecanizado.

Como el plato lleva diversas ranuras dispuestas en sentido radial, tal y como se aprecia en las figuras 9, 10 y 11, las piezas pueden sujetarse asimismo con tornillos y elementos auxiliares o sobre un angular de sujeción, un soporte de silla por ejemplo.

El equilibrio se consigue mediante contrapesos [4].

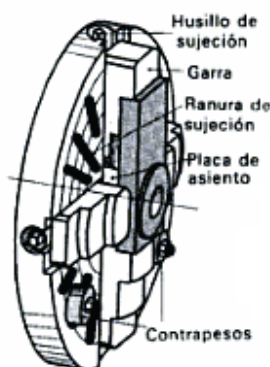


Figura 9: Pieza sujeta mediante plato de cuatro garras [4]

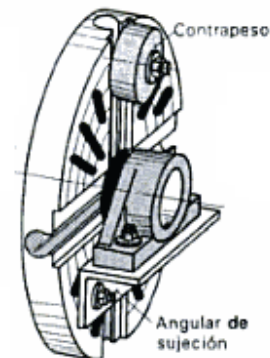


Figura 10: Plato de cuatro garras sujetando mediante un angular y equilibrado por contrapesos [4]



Figura 11: Plato de cuatro garras [5]

2.8.3 Sujeción entre puntos

En caso de que la pieza tenga que girar con un movimiento perfectamente circular, se montará esta entre el punto del cabezal y el contrapunto. El plato de arrastre y el perro (o corazón) transmiten el movimiento de giro a la pieza a tornear. En cada una de las caras frontales de la pieza a tornear (refrentada) se taladra un orificio de centrado con un ángulo cónico de 60° . El ángulo cónico de los centros taladrados debe de ser igual al de los puntos de sujeción para que la presión superficial permanezca baja y no se dañen los puntos de sujeción. Los puntos del cabezal y del contrapunto deben estar perfectamente alineados para que la pieza a tornear no resulte cónica. Los puntos de sujeción (fijos o giratorios), representados en las figuras 12 y 14, con sus vástagos cónicos (cono Morse o métrico), se introducen en los casquillos cónicos del punto del cabezal y contrapunto. Soportan la pieza a tornear y absorben parte de las fuerzas del arranque de viruta [4].

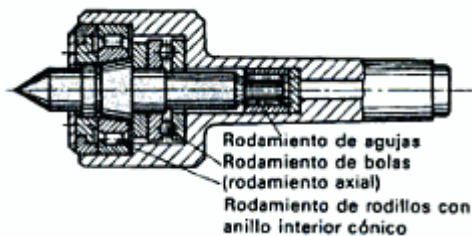


Figura 12: Punto giratorio para altas velocidades de giro y piezas muy pesadas [4]

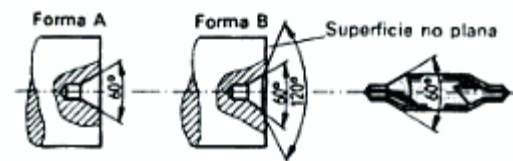


Figura 13: Detalle de orificios de centrado en puntos de sujeción según la normativa DIN 332 [4]



Figura 14: Punto de sujeción [5]

2.8.4 Luneta fija

Las piezas a tornear largas y estrechas se apoyan en la luneta fija, cuyo esquema se puede ver en la figura 15, para evitar su flexión durante el mecanizado. También se emplea la luneta fija para el mecanizado de la cara frontal de las piezas largas así como en el taladrado o roscado con macho de roscar. La luneta se fija a las guías de la bancada del torno. Las mordazas de apoyo deben colocarse de modo que la pieza gire con un movimiento perfectamente circular. Para evitar el agarrotamiento entre la pieza a tornear y las mordazas de apoyo, estas van recubiertas con una capa de acero templado o con placas de una aleación de cobre y estaño (bronce), metal duro o plástico. Frecuentemente se colocan también rodillos de acero [4].

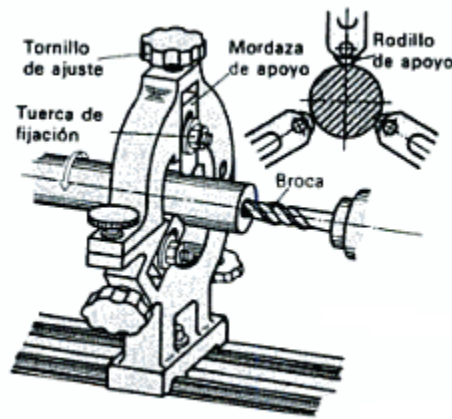


Figura 15: Luneta fija [4]

2.8.5 Luneta móvil

Debido a que en el mecanizado de piezas largas y delgadas la cuchilla tiene que correr a lo largo de toda su longitud, la luneta debe moverse también. La luneta móvil, representada en la figura 16, está abierta por su parte delantera y lleva solo dos mordazas de apoyo que evitan que la pieza a mecanizar se separe de la cuchilla. Se atornilla la luneta al carro de bancada, en posición posterior a la pasada de la herramienta y con las mordazas sobre una parte ya mecanizada de la pieza. En trabajos de acabado de una pieza que está ya casi a su medida exacta, la luneta también puede ir por delante de la herramienta [4].

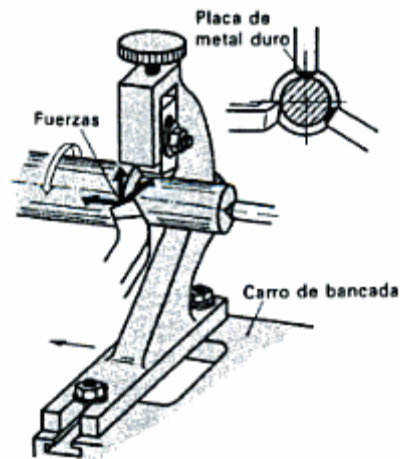


Figura 16: Luneta móvil [4]

2.8.6 Mandriles de pinzas

Se utilizan para sujetar con rapidez, exactitud y seguridad piezas cilíndricas cortas y de pequeño diámetro.

Los mandriles de pinzas, esquematizados en la figura 17, tienen en la parte delantera un cono exterior y están provistos de ranuras situadas a 120° . El cono exterior se aprieta contra el cono interior del husillo de trabajo por medio de una tuerca o racor o mediante una llave de pinzas introducida por el hueco del husillo de trabajo.

Con el fin de mantener la exactitud de giro de las pinzas, solo puede utilizarse para piezas cilíndricas, de superficie sin rebabas y con diámetros dentro del campo nominal [4].

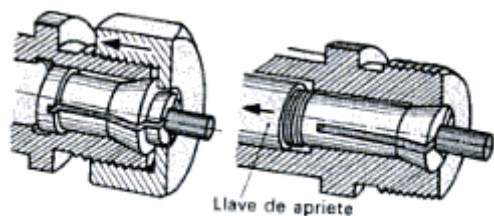


Figura 17: Mandriles de pinzas [4]

2.8.7 Mandriles o núcleos de sujeción

Se emplean cuando el taladro y la superficie periférica de la pieza deben estar exactamente centrados.

2.8.7.1 Mandril fijo

Su diámetro coincide con el del taladro. El mandril está templado y rectificado con una ligera inclinación cónica de 1:400. Con ello se consiguen grandes esfuerzos de sujeción. Un extremo del mandril tiene una superficie de arrastre. Las caras frontales están centradas para la sujeción entre puntos. Los mandriles se encajan con una prensa para mandriles o golpeándolos interponiendo un elemento blando (madera) [4].

2.8.7.2 Mandril de expansión

Sobre un mandril cónico de torneado se monta con una tuerca anular (de rosca fina) un casquillo exteriormente cilíndrico e interiormente cónico y ranurado por ambos lados con tres hendiduras. De esta forma se expande el casquillo y se aprieta desde dentro contra el taladro de la pieza a torner. El mandril de expansión, que se puede observar en las figuras 18 y 19, se monta entre los puntos del torno [4].

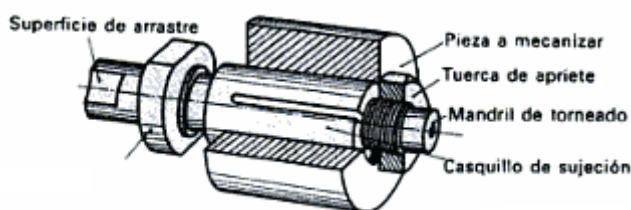


Figura 18: Esquema de un mandril expansible [4]



Figura 19: Mandril expansible [5]

A continuación se realizará un recorrido por diferentes tipos y aplicaciones de mandriles expansibles.

2.8.7.2.1 Mandriles accionados manualmente con dos tiros de centrado y tiro axial [1]

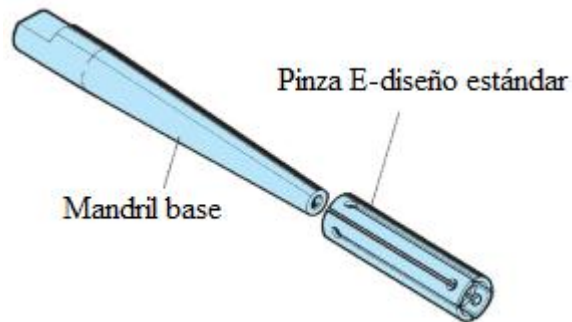


Figura 20: Mandril accionado manualmente [1]

Aplicación:

- Control de precisión y perpendicularidad.
- Trabajos ligeros de torneado y rectificado.
- Amarre entre puntos.

Características:

- Accionado manualmente.
- Amarre cilíndrico.
- Amplio campo de amarre.
- Precisión de 0,01mm.

2.8.7.2.2 Mandriles accionados manualmente mediante tuerca de amarre, tiro axial y centrado entre puntos [1]

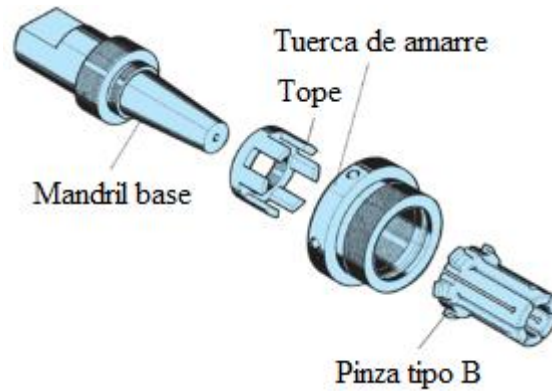


Figura 21: Mandril accionado manualmente mediante tuerca de amarre [1]

Aplicación:

- Torneado.
- Rectificado.
- Control de calidad.
- Amarre entre puntos.

Características:

- Accionado manualmente mediante tuerca.
- Con retroacción.
- Tope longitudinal.
- Elevado par de fuerzas.
- Precisión de 0,01mm.

2.8.7.2.3 Mandriles accionados manualmente mediante tuerca de amarre, mango en cono morse y retroacción [1]

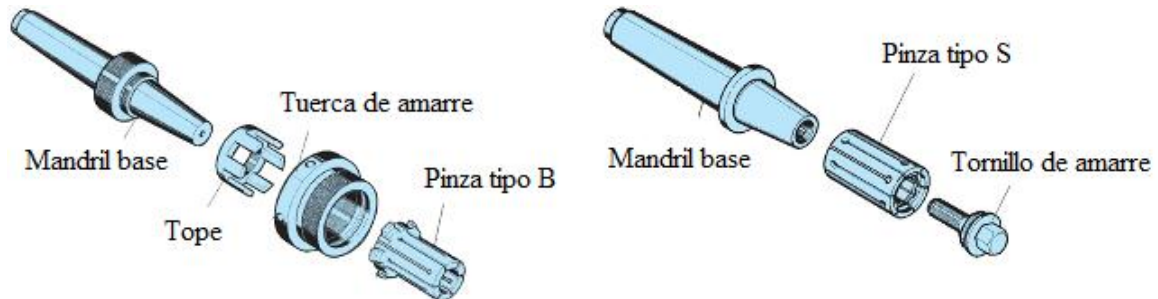


Figura 22: Mandriles accionados mediante tuerca y cono morse con diferentes tipos de pinza [1]

Aplicación:

- Torneado.
- Rectificado.
- Control de calidad.

Características:

- Accionado manualmente mediante tuerca.
- Con retroacción.
- Tope longitudinal.
- Elevado par de fuerzas.
- Precisión de 0,01mm.

2.8.7.2.4 Mandriles accionados manualmente mediante tuerca de amarre, tope de anillo y dos puntos de centrado [1]

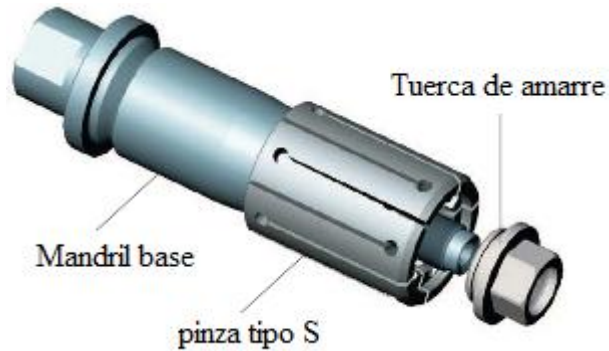


Figura 23: Mandril accionado manualmente mediante tuerca y tope de anillo [1]

Aplicación:

- Control de precisión y perpendicularidad.
- Torneado, rectificado, fabricación de engranajes, etc.,
- Amarre entre puntos.

Características:

- Accionado manualmente.
- Amarre con retroacción.
- Montaje sobre tope en pieza longitudinal.
- Amplio campo de amarre.
- Precisión 0,01mm.

2.8.7.2.5 Mandriles accionados automáticamente con contraplato y efecto de retroacción [1]

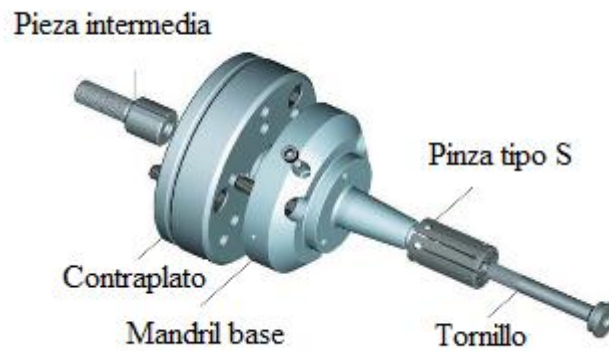


Figura 24: Mandril accionado automáticamente con contraplato [1]

Aplicación:

- Torneado, rectificado, fresado, fabricación de piñones, equilibrado, etc.

Características:

- Muy estable para mecanizado de alta precisión.
- Retroacción.
- Con contraplato para gran transmisión en el par de giro.
- Precisión 0,01mm.

2.8.7.2.7 Mandriles accionados automáticamente con brida portatopes sin componente axial [1]

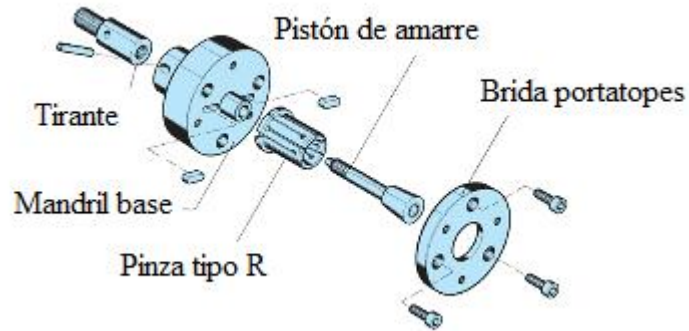


Figura 26: Mandril accionado automáticamente con brida portatopes sin componente axial [1]

Aplicación:

- Torneado, rectificado, fresado, fabricación de piñones, equilibrado, etc., siempre que no se quieran fuerzas axiales.

Características:

- Muy estable para trabajos de precisión.
- Versión con contraplato.
- Sin retroacción de pieza (en casos especiales se puede hacer con retroacción y accionamiento manual).
- Precisión 0,01mm.

2.8.7.2.8 Mandriles accionados automáticamente con brida portatopes [1]

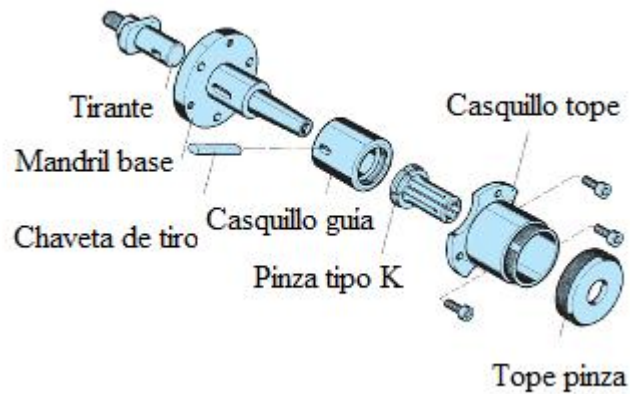


Figura 27: Mandril accionado automáticamente con brida portatopes [1]

Aplicación:

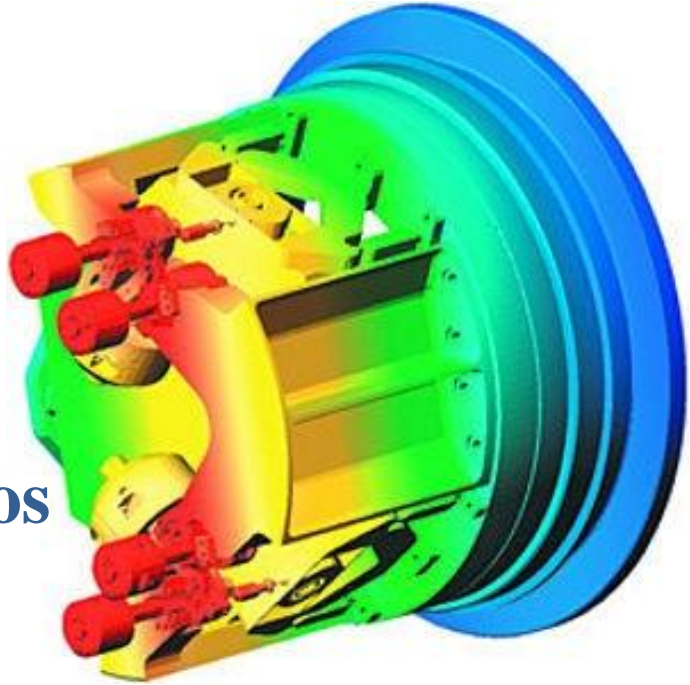
- Torneado, rectificado, fresado, fabricación de piñones, equilibrado, etc.

Características:

- Muy estable para mecanizado con precisión.
- Precisión 0,01mm.

Capítulo 3

Elementos finitos



3.1 Introducción al método de los elementos finitos

El Método de los Elementos Finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real basado en la discretización del mismo tal y como muestra la figura 28, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de

cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

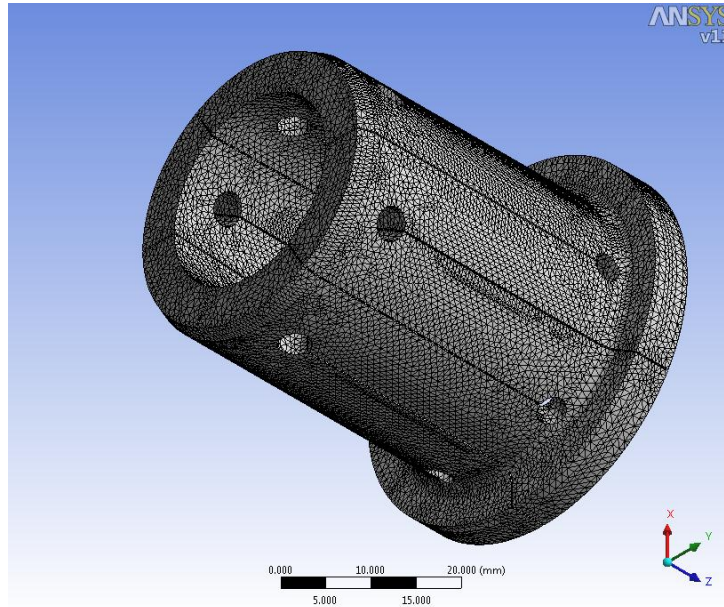


Figura 28: Discretización con elementos finitos

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Solo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad [6].

3.2 Breve historia del método de los elementos finitos

Aunque el nombre del MEF se ha establecido recientemente, el concepto se ha usado desde hace varios siglos. El empleo de métodos de discretizado espacial y temporal y la aproximación numérica para encontrar soluciones a problemas ingenieriles o físicos es conocido desde la antigüedad. El concepto de elementos finitos parte de esa idea.

Para encontrar vestigios de este tipo de cálculos podríamos remontarnos a la época de la construcción de las pirámides egipcias. Los egipcios empleaban métodos de discretizado para determinar el volumen de las pirámides. Arquímedes (287-212 a.C.) empleaba el mismo método para calcular el volumen de todo tipo de sólidos o la superficie de áreas. En oriente también aparecen métodos de aproximación para realizar cálculos. Así el matemático chino Lui Hui (300 d.C.) empleaba un polígono regular de 3072 lados para calcular longitudes de circunferencias con lo que conseguía una aproximación al número Pi de 3.1416.

El desarrollo de los elementos finitos tal y como se conoce hoy en día ha estado ligado al cálculo estructural fundamentalmente en el campo aeroespacial. En los años 40 Courant [7] propone la utilización de funciones polinómicas para la formulación de problemas elásticos en subregiones triangulares, como un método especial del método variacional de Rayleigh- Ritz para aproximar soluciones.

Fueron Turner, Clough, Martin y Topp [8] quienes presentaron el MEF en la forma aceptada hoy en día. En su trabajo introdujeron la aplicación de elementos finitos simples (barras y placas triangulares con cargas en su plano) al análisis de estructuras aeronáuticas, utilizando los conceptos de discretizado y funciones de forma.

El trabajo de revisión de Oden [9] presenta algunas de las contribuciones matemáticas importantes al MEF. Los libros de Przemieniecki [10] y de Zienkiewicz y Holister [11] presentan el MEF en su aplicación al análisis estructural. El libro de Zienkiewicz y Cheung [12] o Zienkiewicz y Taylor [13] presenta una interpretación

amplia del MEF y su aplicación a cualquier problema de campos. En él se demuestra que las ecuaciones de los EF pueden obtenerse utilizando un método de aproximación de pesos residuales, tal como el método de Galerkin o el de mínimos cuadrados. Esta visión del problema difundió un gran interés entre los matemáticos para la solución de ecuaciones diferenciales lineales y no lineales mediante el MEF, que ha producido una gran cantidad de publicaciones hasta tal punto que hoy en día el MEF está considerado como una de las herramientas más potentes y probadas para la solución de problemas de ingeniería y ciencia aplicada.

Actualmente el método se encuentra en una fase de gran expansión: es ampliamente utilizado en la industria y continúan apareciendo cientos de trabajos de investigación en este campo. Los ordenadores han aportado el medio eficaz de resolver la multitud de ecuaciones que se plantean en el MEF, cuyo desarrollo práctico ha ido caminando a la par de las innovaciones obtenidas en el campo de la arquitectura de los ordenadores. Entre éstas, además de permitir la descentralización de los programas de EF, ha contribuido a favorecer su uso a través de sofisticados paquetes gráficos que facilitan el modelado y la síntesis de resultados. Hoy en día ya se concibe la conexión inteligente entre las técnicas de análisis estructural, las técnicas de diseño (CAD), y las técnicas de fabricación [6].

3.3 Conceptos generales del método de los elementos finitos

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento.

De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar, tal y como se esquematiza en la figura 29, podemos distinguir entre:

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
- Incógnitas: Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...

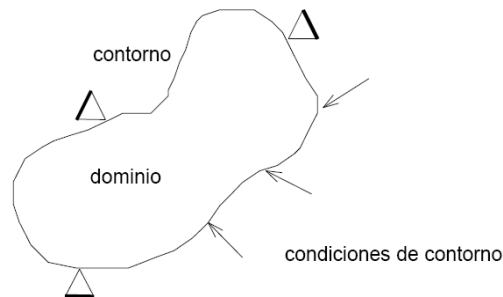


Figura 29: Esquema de cualquier sistema a analizar por el MEF

En todos los modelos de elementos finitos, el dominio o continuo (el sólido en problemas de mecánica de sólidos), se divide en un número finito de formas simples denominadas elementos [6]. Un elemento es la división mínima del modelo de estudio, siendo el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Se trata de un volumen de control, en el que se establecerán las relaciones matemáticas que definen la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente, así como las diferentes propiedades del material. En función del objeto a modelar y la discretización aplicada al modelo existirán varios modelos entre los que se puede elegir [14]:

- Elementos tipo barra: disponen de una sola dimensión (longitud) y son empleados para el análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean lo suficientemente esbeltos.
- Elementos tipo placa: disponen de dos dimensiones (área) y son utilizados para elementos en los que el espesor es mucho menor que la anchura o la longitud.
- Elementos tipo plano: disponen de dos dimensiones (área) pero realmente representan a sólidos continuos y finitos. Son utilizados para representar componentes en los que se supone que las cargas en la componente longitud son continuas.
- Elementos tipo sólido: se trata de un elemento tridimensional (volumen) y es utilizado para la modelización de geometrías en las que se quiere considerar todas las dimensiones del modelo de estudio.
- Otros elementos: Además existen gran variedad de elementos para simular diferentes piezas, como resortes, contactos, rotulas plásticas, masas puntuales, etc.

Las propiedades y las relaciones gobernantes del fenómeno estudiado se asumen sobre estos elementos y se expresan matemáticamente en términos de valores desconocidos en puntos específicos de los elementos denominados nodos. Los nodos son los puntos que delimitan los elementos y sirven de unión entre estos formando en su conjunto lo que se denomina malla. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad y son los puntos donde se solucionarán las ecuaciones para la resolución del modelo objeto del análisis MEF. La relación de los diferentes nodos de un elemento finito queda definida mediante las funciones de forma, que determinan el campo de los desplazamientos de estos [6].

En los modelos sólidos, los desplazamientos en cada elemento están relacionados con los desplazamientos nodales y los desplazamientos nodales se relacionan a su vez con las deformaciones y los esfuerzos en los elementos. El Método de Elementos

Finitos trata de seleccionar los desplazamientos nodales de forma que los esfuerzos estén en equilibrio (de forma aproximada) con las cargas aplicadas. Dentro del grupo de las cargas se incluyen [14]:

- Restricciones de desplazamiento: consisten en la limitación de determinados grados de libertad en los nodos para simular apoyos simples, empotramientos, rotulas,... Los desplazamientos nodales también deben ser consistentes con cualquier restricción de movimiento de la estructura.
- Aplicación de cargas de fuerza o presión: que se aplican como fuerzas y momentos en los nodos.
- Acoplamientos: en los que se acoplan grados de libertad de nodos diferentes para que el grado de libertad acoplado sea solidario con los dos nodos.
- Contactos: en los que se definen contactos entre dos grupos de nodos de elementos diferentes para que exista interacción entre estos en caso de que existiese un posible contacto en la solución del modelo.

El Método de los Elementos Finitos convierte las condiciones de equilibrio en un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales (o no lineales) en función de los desplazamientos nodales. Después de obtener la solución de las ecuaciones se pueden hallar las deformaciones y los esfuerzos en los elementos. A medida que se utiliza un mayor número de elementos para representar la estructura, los esfuerzos se acercan más al estado de equilibrio con las cargas aplicadas. Por tanto, un concepto importante en el uso del Método de los Elementos Finitos es que, en general, un modelo de Elementos Finitos se aproxima a la solución real del problema a medida que se incrementa la densidad de los elementos, lo cual conduce a la realización de un análisis de convergencia de la solución [6].

3.4 Tipos de análisis mediante el método de elementos finitos

El método de los elementos finitos puede usarse tanto para problemas lineales como para no lineales.

3.4.1 Métodos de resolución para el análisis de problemas lineales

El análisis lineal es el tipo de análisis tensional realizado en estructuras elásticas lineales. Este análisis es simple y sobre todo económico de realizar y generalmente da resultados satisfactorios, por lo que comúnmente es usado en el análisis estructural. Las no linealidades debidas al material, geometría o condiciones de contorno no son incluidas en este tipo de problemas.

El principio de superposición se aplica bajo estas condiciones de linealidad. Por lo tanto, soluciones individuales pueden ser sumadas para obtener la solución total del problema.

Computacionalmente, el análisis lineal no requiere tanto espacio de memoria como podría necesitarse en un análisis no lineal y su solución es mucho más rápida.

La formulación de los elementos finitos permite resolver un conjunto de ecuaciones lineales. La solución se obtiene numéricamente invirtiendo el sistema. La mayoría de los análisis da lugar a sistemas que son reales, simétricos y definidos positivos.

Mientras que esto es verdadero para problemas estructurales lineales, asumiendo unas condiciones de contorno adecuadas, no sucede lo mismo para todos los problemas.

Existen dos modos de resolución; los métodos directos y los iterativos [14].

- Métodos directos: Tradicionalmente la resolución de sistemas de ecuaciones lineales fue realizada usando procedimientos de solución directa, tales como la

descomposición de Cholesky y el método de reducción de Crout. Estos métodos son normalmente seguros, en el sentido de que dan resultados precisos a un coste predecible. Para sistemas definidos positivos no hay dificultades computacionales. Para sistemas pobremente condicionados, aunque los resultados degeneran, el coste permanece. El problema de estos métodos radica en que necesitan una gran cantidad de memoria lo cual se traduce en elevados costes computacionales.

- Métodos Iterativos: Estos “solvers” son una alternativa para la resolución de grandes sistemas. Están basados en los métodos del gradiente conjugado preacondicionado. La mayor ventaja de estos métodos es que permiten la resolución de grandes sistemas a un reducido coste computacional. El gran inconveniente es que el tiempo de solución no solo depende del tamaño del problema sino también del acondicionamiento numérico del sistema. Un sistema pobremente acondicionado da una lenta convergencia lo que se traduce en unos costes computacionales añadidos. En la figura 30 que se muestra a continuación se puede observar un esquema de resolución realizado por la computadora mediante métodos iterativos.

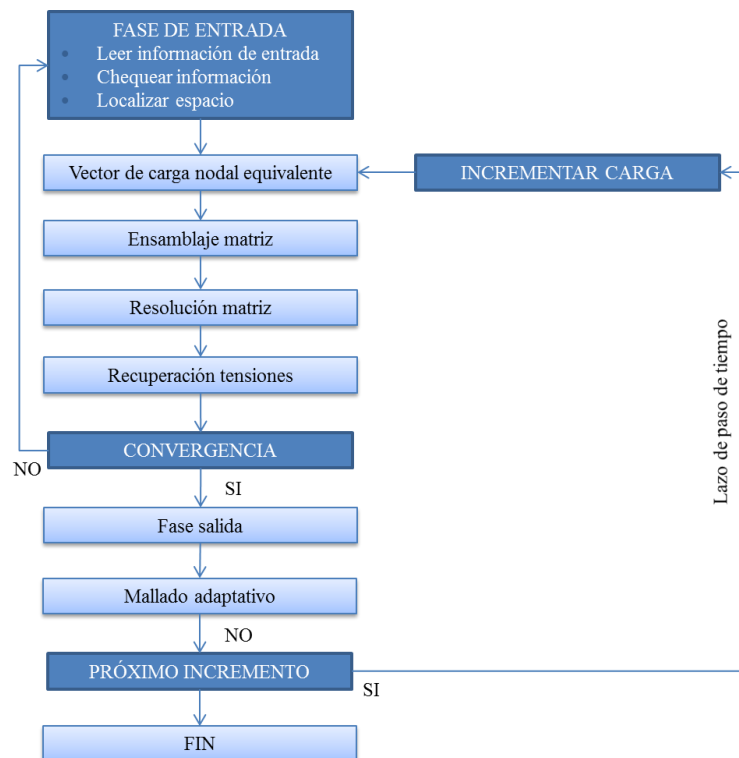


Figura 30: Método de iteración [7]

3.4.2 Métodos de resolución para el análisis de problemas no lineales

Un problema es no lineal si la relación fuerza-desplazamiento depende del estado en curso (esto es, desplazamiento en curso, fuerza y relación tensión-deformación).

Hay tres fuentes de no linealidad:

- Material: La no linealidad del material resulta de la relación no lineal entre tensiones y deformaciones. Una amplia variedad de modelos se encuentra disponible para materiales como elastómeros o metales. Otros modelos de considerable importancia son los composites, la viscoplasticidad,...
- Geometría: La no linealidad geométrica resulta de la relación no lineal entre deformaciones y desplazamientos por un lado y de la relación no lineal entre tensiones y fuerzas por otro. Este tipo de no linealidad está matemáticamente bien definido pero a menudo es dificultoso de tratar numéricamente. Podemos destacar dos tipos de no linealidades de este tipo:

(a) El análisis del problema de pandeo

(b) Problemas de gran deformación o impacto. En muchos problemas debido a las grandes deformaciones cinemáticas, la separación matemática del problema hacia no linealidad geométrica y del material no está claramente diferenciada.

- Condiciones de contorno no lineales: Las condiciones de contorno y/o las cargas pueden ser causa de no linealidad. Los problemas de contacto y fricción conllevan también condiciones de contorno no lineales.

En un problema de análisis no lineal, el conjunto de ecuaciones debe ser resuelto de forma incremental. Las ecuaciones que gobiernan un sistema no linealizado pueden ser expresadas en una forma incremental como:

$$K = \delta u \cdot r$$

Donde δu y r son la corrección a los desplazamientos incrementales y el vector de fuerza residual respectivamente. Existen varios sistemas de resolución de los cuales los más comunes son [14]:

- Algoritmo de Newton-Raphson
- Algoritmo de Newton-Raphson modificado
- Método de corrección de deformación
- Método de la secante
- Método de sustitución directa
- Método de arco-longitud

3.5 Implementación computacional del método de los elementos finitos

Toda implementación computacional del Método de los Elementos Finitos se compone básicamente de tres partes:

- Preprocesador: funciona esencialmente como un paquete CAD; permite construir el modelo y añadir las cargas y las restricciones deseadas.
- Solucionador: permite ensamblar y resolver el sistema algebraico de ecuaciones que representan el sistema físico.
- Postprocesador: facilita la manipulación de los resultados numéricos, bien sea en forma de listas, tablas o en forma gráfica.

Actualmente puede realizarse una implementación del Método de los Elementos Finitos adecuada a las necesidades propias de una organización ya que existen comercialmente paquetes que implementan el método y que permiten acceder rápidamente a la solución de un análisis específico. Entre los numerosos paquetes comerciales disponibles, en el presente trabajo se ha seleccionado ANSYS Workbench, un programa de propósito general para computadoras personales (PC) así como para estaciones de trabajo [15].

3.6 Procedimiento de la solución computacional utilizando el Método de los Elementos Finitos

La solución de cualquier problema utilizando el Método de los Elementos Finitos contempla los siguientes pasos [15]:

- 1) Especificar la geometría. Esto puede hacerse dibujando la geometría directamente en el paquete o importando el modelo desde un modelador sólido (Solid Edge, Pro/Engineer).
- 2) Definir el tipo de elemento y las propiedades del material.
- 3) Enmallar el objeto. Consiste en dividir el objeto en pequeños elementos.
- 4) Aplicar las condiciones de frontera (restricciones) y las cargas externas.
- 5) Generar una solución.
- 6) Postprocesamiento. Los datos obtenidos como resultado pueden visualizarse a través de gráficas o dibujos.

- 7) Refinar la malla. El método de Elementos Finitos es un método aproximado, y en general la precisión de la solución se incrementa con el número de elementos usado. El número de elementos requeridos para obtener una respuesta confiable depende del problema específico; sin embargo, es recomendable siempre incrementar el número de elementos en el objeto y observar la variación en los resultados.
- 8) Interpretación de los resultados. Este paso es el más importante de todo el análisis, pues requiere de los conocimientos y la habilidad del ingeniero para entender e interpretar los resultados arrojados por el programa. Este paso es crítico para lograr la aplicación de los resultados en la solución de los problemas reales o para identificar los posibles errores cometidos durante la etapa de modelamiento.

3.7 Fuentes de error en el procedimiento de la solución computacional

La figura 31 muestra los pasos seguidos en la ejecución de un análisis por Elementos Finitos [15].

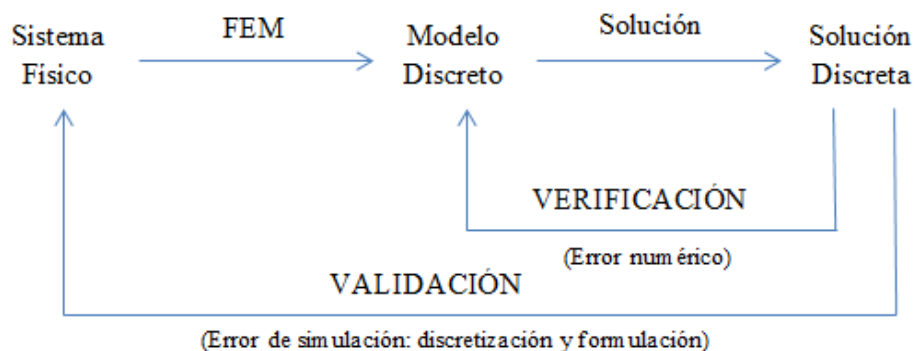


Figura 31: Ejecución de un análisis mediante el MEF

Se observa que a través de un proceso de discretización se pasa de un sistema físico a un modelo discreto, que al ser solucionado permite obtener una solución discreta. La validez de la solución discreta puede verificarse en el modelo discreto, de donde se obtiene un error numérico en la solución de ecuaciones. El resultado total del modelo se debe verificar contrastando los resultados con soluciones obtenidas por métodos experimentales o teóricos, lo cual constituye el proceso de validación del modelo.

Los errores de discretización resultan de transformar el sistema físico (continuo) en un modelo de Elementos Finitos y pueden estar relacionados con el modelamiento de la forma externa del elemento, las condiciones de frontera, etc. Se deben básicamente a una pobre representación geométrica del elemento deseado, o a una simplificación excesiva del elemento representado.

Los errores de formulación surgen del uso de elementos que no describen de forma precisa el comportamiento del problema físico. Los elementos usados para modelar problemas físicos para los que no son apropiados son llamados matemáticamente inapropiados o mal condicionados (ill-conditioned).

Los errores numéricos ocurren como el resultado de los procedimientos numéricos de cálculo, e incluye errores de truncamiento y redondeo. Este error, por tanto, concierne más a los desarrolladores de software que a los usuarios.

3.8 Ventajas y desventajas del método de los elementos finitos

El Método de Elementos Finitos es muy versátil y poderoso y permite a los ingenieros obtener información del comportamiento de objetos de forma complicada bajo casi cualquier carga imaginable (cargas puntuales, de presión, térmicas, fuerzas inerciales, cargas dependientes del tiempo, etc.). Permite resolver problemas en estado estable o dependientes del tiempo, lineales o no lineales. Se pueden manejar materiales especiales: no homogéneos, ortotrópicos, anisotrópicos, etc. Se pueden además considerar efectos especiales sobre los materiales: plasticidad, propiedades dependientes

de la temperatura, creep, etc. Las ramas de aplicación son variadísimas: mecánica de sólidos, mecánica de fluidos, electromagnetismo o transferencia de calor entre muchas otras.

A nivel empresarial las ventajas del método son notorias: la etapa de desarrollo de un producto se acorta, se pueden identificar problemas de diseño antes de fabricar un prototipo, se reducen las etapas de prueba y error en el diseño de un nuevo producto, etc.

La principal limitación de los Métodos de Elementos Finitos radica en que la precisión de los resultados depende de la densidad de elementos utilizada. En análisis estructurales, cualquier región con alta concentración de esfuerzos debe ser cuidadosamente analizada mediante un enmallado lo suficientemente fino para obtener resultados confiables.

Ya que los paquetes actuales de Elementos Finitos parecen resolver tan amplia gama de problemas, existe una marcada tendencia a resolver problemas mecánicamente sin tomarse el trabajo de entender la física y matemática subyacentes en el problema. Los paquetes de Elementos Finitos se han vuelto casi indispensables en el diseño y análisis mecánico, pero han acercado a los usuarios la posibilidad de cometer grandes errores. La versatilidad del método no salva la necesidad de realizar un detallado análisis de los resultados obtenidos antes de ser aplicados en la solución de un problema real. Los resultados pueden obtenerse tan bien presentados que infunden gran confianza en el análisis, lo cual puede conducir a “cometer errores con gran confianza”.

Se pueden producir grandes errores en el modelamiento debido al uso de opciones inadecuadas del programa o debido al uso adecuado del programa pero con datos errados. Los resultados de un programa no son confiables si el usuario no entiende cómo funciona el programa o si no tiene las nociones físicas suficientes para entender los resultados arrojados por el programa. Los resultados deben ser comparados con las expectativas; se pueden obtener resultados alternos de modelos simplificados calculados a mano, o de experimentación en estructuras o elementos similares. “El Método de Elementos Finitos puede hacer de un ingeniero bueno uno mejor, y de un mal ingeniero uno más peligroso” [15].

3.9 Descripción de los paquetes de software utilizados para el análisis mediante elementos finitos

A continuación se hará una descripción de los paquetes informáticos de diseño y análisis utilizados a lo largo del desarrollo del estudio propuesto.

3.9.1 Pro/ENGINEER

Para la realización de las operaciones de modelado del presente proyecto, se ha utilizado la versión Wildfire 5.0 del programa Pro/ENGINEER.

Pro/ENGINEER es un producto de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora de PTC Corporation. Es un software de diseño paramétrico muy popular entre diseñadores mecánicos aunque un poco costoso, pero más económico que otros de su mismo rango como CATIA o Unigraphics. Una de las fortalezas de este software es la implementación de una suite para diseño mecánico, análisis de comportamiento (esfuerzos, térmicos, fatiga, eléctrico) y creación de archivos para la fabricación asistida por computadora.

Pro/ENGINEER proporciona la capacidad de crear rápidamente modelos digitales precisos y de gran calidad. Como solución de diseño esencial del Sistema de Desarrollo de Productos de PTC, Pro/ENGINEER detalla la forma, el ajuste y la función de los productos. Su plena conectividad Web garantiza que los equipos de productos tienen acceso a los recursos, la información y las prestaciones que necesitan, desde el diseño conceptual hasta el desarrollo de herramientas y el mecanizado. Con Pro/ENGINEER, los modelos digitales de alta fidelidad son totalmente asociativos, de forma que cualquier cambio realizado en el producto se actualiza en todas las entregas.

Mediante su flexible flujo de trabajo y su sencilla interfaz de usuario, que se puede observar en la figura 32, Pro/ENGINEER aumenta la productividad de ingeniería personal. El modelo de usuario permite el modelado directo, proporciona puntos de control de funciones y ajuste inteligente, y utiliza vistas previas de la geometría para

que los usuarios puedan ver los efectos de los cambios antes de confirmarlos. Por otro lado, Pro/ENGINEER está basado en normas conocidas de Windows, lo que proporciona accesibilidad inmediata al usuario y amplía además esas normas para responder a los desafíos característicos del diseño de productos 3D.

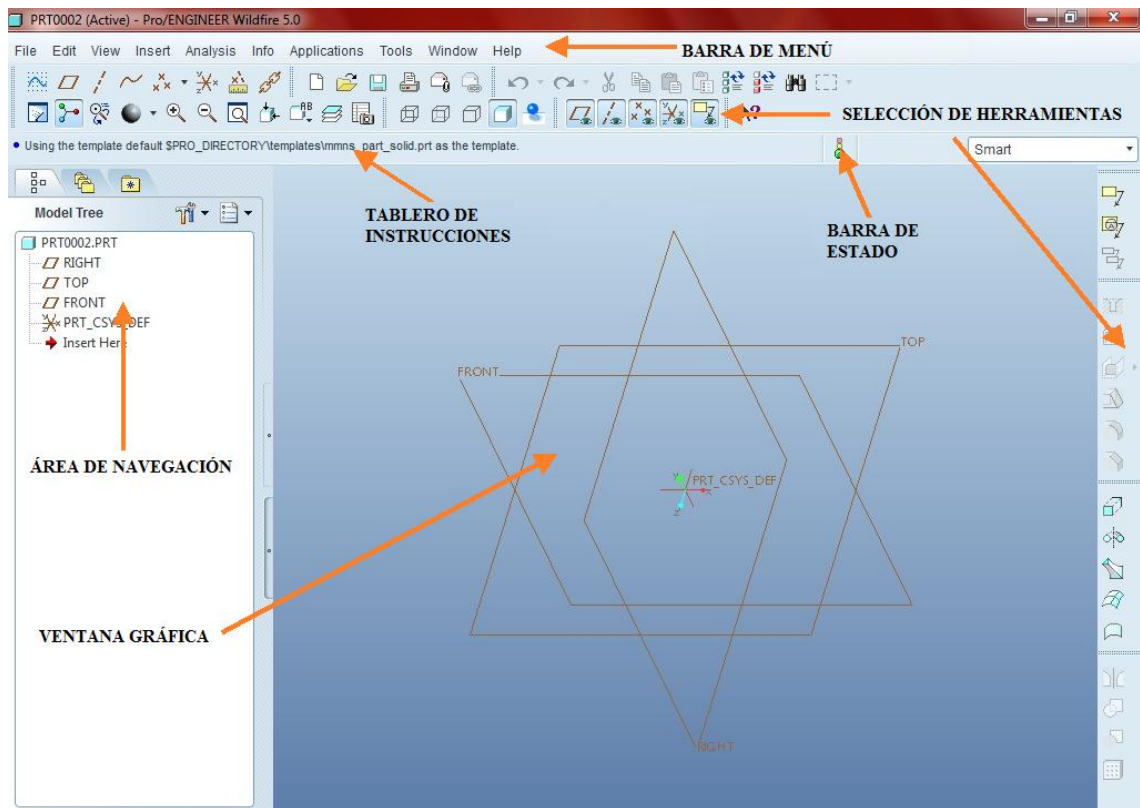


Figura 32: Interfaz de Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

Entre sus ventajas cabe destacar:

- Para el diseño conceptual e industrial, posee herramientas fáciles de usar en las que se combinan curvas, superficies 2D o 3D y esbozos importados para la exploración de conceptos y el diseño industrial, así como un fotorrealismo avanzado para la creación de imágenes. Además es compatible con otros sistemas CAD, con lo que se produce una mejora del alcance de la documentación del producto.

- Para el diseño detallado, Pro/ENGINEER destaca por la capacidad de realizar modelado de sólidos, chapa y conjuntos, la creación de superficies técnicas y de forma libre, piezas soldadas, estructuras metálicas y mecanismos. Se pueden obtener cotas en planos 3D. Las prestaciones para la documentación de los productos incluyen planos de producción, planos 3D compatibles con la norma ASME 14.41, planes de procesos, representaciones fotorrealistas y animaciones. Además, tiene una gran compatibilidad con formatos estándar de intercambio de ficheros, lo que incluye la importación de STEP, IGES, DXF, DWG, Parasolid, JT y ASIC, con lo que se puede proceder a la reutilización de datos 2D/3D heredados.
- No hay que olvidar aunque en el presente proyecto no se haya utilizado, que posee un paquete de soluciones de simulación que permiten a los ingenieros probar virtualmente el rendimiento de los productos y generar diseños optimizados.

Para la información aportada en este apartado se ha hecho uso de la referencia [16].

3.9.2 ANSYS Workbench

El programa ANSYS Workbench ha sido el seleccionado para realizar las operaciones de simulación mediante elementos finitos a lo largo del desarrollo del proyecto. Para ello se ha utilizado la versión 11.0.

ANSYS desarrolla, comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir cómo funcionará y reaccionará un determinado producto bajo un entorno real. Es un software de simulación ingenieril que está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elementos finitos para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador, procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-

procesador están previstos de una interfaz gráfica. Los trabajos típicos que se realizan en cada uno de los procesos a lo largo del ejercicio de simulación, son los siguientes:

I. Pre-proceso

- Establecimiento del modelo, se construye la geometría del problema, creando líneas, áreas o volúmenes. Sobre este modelo se establecerá la malla de elementos. Esta parte del pre-proceso es opcional, dado que la ubicación de los elementos de la malla puede provenir de otras aplicaciones de diseño. En este caso, el modelo se ha importado desde otro programa, como ya se ha visto anteriormente.
- Se definen los materiales a ser usados en base a sus constantes. Todo elemento debe tener asignado un material particular.
- Generación de la malla, realizando una aproximación discreta del problema en base a puntos o nodos. Estos nodos se conectan para formar elementos finitos que juntos forman el volumen del material. La malla puede generarse usando las herramientas de generación automática o controlada de mallas.

II. Proceso

- Aplicación de cargas. Se aplican condiciones de borde en los nodos y elementos, se puede manejar valores de fuerza, tracción, desplazamiento, momento o rotación.
- Obtención de la solución, que se obtiene una vez que todos los valores del problema son ya conocidos.

III. Post-proceso

- Visualización de resultados, como por ejemplo un dibujo de la geometría deformada del problema.

- Listado de resultados, que se obtiene en forma de datos en una tabla.

Las principales características de ANSYS son:

- La integración: ya que permite la asociación de distintas tecnologías para el desarrollo de un producto sin abandonar una única plataforma. Además, permite la asociación con los paquetes de software más avanzados de CAD.
- Su sistema modular: ya que facilita que los clientes instalen una única aplicación para la solución de un problema específico. A medida que el usuario avanza en la solución, este puede necesitar análisis más complejos, hasta llegar al proceso de validación. Los distintos módulos de ANSYS permiten solucionar los problemas por partes.

La mayoría de los errores y desventajas de ANSYS, más que basarse en el programa mismo, se basan en los elementos finitos utilizados por el programa para realizar los análisis. A continuación se detallan algunos de los más importantes a tener en cuenta a la hora de trabajar con el programa:

- La solución otorgada por el programa es una compleja mezcla de cálculos discretos y los esfuerzos, temperaturas y otras propiedades representan parámetros continuos. Dicho esto, los resultados arrojados por ANSYS son aproximaciones que dependerán del número de elementos utilizados.
- La geometría del objeto que se desee analizar, puede generar errores en la solución debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros en rango predeterminados como son los ángulos de las aristas, así como las relaciones de tamaño en las aristas, el método puede fallar en un punto lo cual afecta la convergencia del sistema.
- La densidad de elementos utilizados se debe ingresar de manera lógica. Es decir, el usuario debe hacer diferentes ensayos en ANSYS aumentando

consecutivamente la cantidad de elementos utilizados hasta conseguir una convergencia. Esto genera un gran costo computacional y de tiempo.

- Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.
- El tipo de elemento, así como algunas propiedades son ingresadas de forma manual por el usuario, lo cual genera errores de tipo humano en la utilización de ANSYS.

La solución ANSYS Workbench presenta un revolucionario entorno de trabajo que se observa en la figura 33 y que permite integrar en una sola herramienta desde los análisis preliminares más simples hasta los más complejos estudios de detalle y validación. La eficacia del entorno se basa en tres pilares básicos: la facilidad de manejo, la automatización del proceso de simulación y la transferencia de información, que permite acortar al máximo los tiempos de desarrollo de los estudios, aumentando de forma significativa el conocimiento de su respuesta a las condiciones de trabajo y el margen de cumplimiento de las especificaciones requeridas.

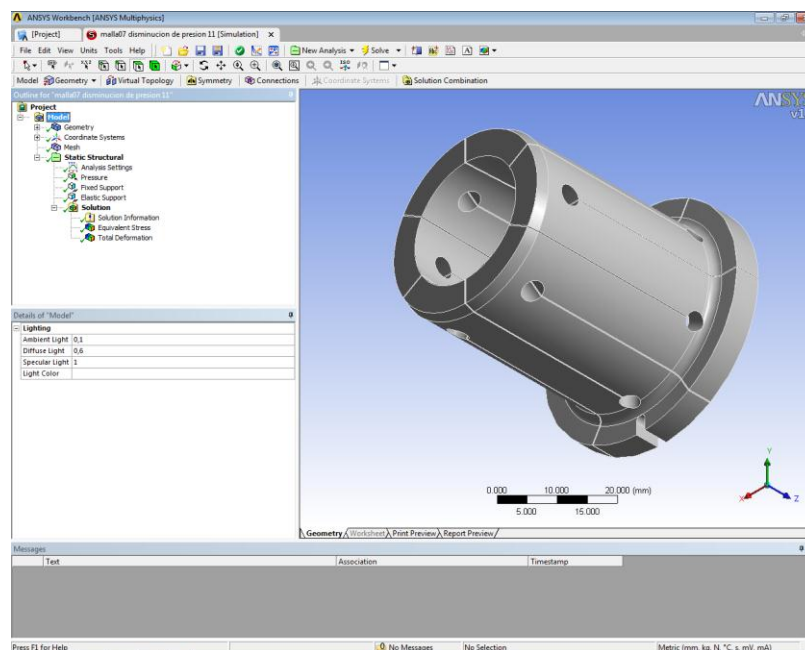


Figura 33: Interfaz de ANSYS Workbench v.11.0

3.9.3 Matlab

Para la representación gráfica de los resultados vertidos por medio de las simulaciones, se ha utilizado la herramienta informática MATLAB en su versión R2009b, que es un software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). Entre sus prestaciones básicas se hallan: la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos, la creación de interfaces de usuario y la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware.

Capítulo 4

Planteamiento del problema y proceso metodológico

4.1 Antecedentes al presente proyecto fin de carrera

El presente proyecto fin de carrera nace como continuación del proyecto fin de máster de Don Enrique Soriano Heras titulado *Diseño y análisis de un mandril expansible*, en el que una vez identificadas las necesidades que debe satisfacer un sistema de amarre para centros de torneado de alto rendimiento, diseñó un mandril expansible especial y desarrolló un modelo analítico para determinar las diversas fuerzas que intervienen en los mandriles expansibles, con el objetivo de minimizar el gasto energético, aumentar la productividad y establecer los límites máximos de fuerzas de accionamiento.

4.2 Planteamiento del problema actual

A partir del análisis de la pieza más crítica del mandril propuesto, la pinza, elaborado mediante un modelo de elementos distribuidos, se pretende determinar o definir el comportamiento elástico lineal entre la fuerza de accionamiento y las máximas deformaciones sufridas por la pinza en su estado estático inicial.

Como paso previo al análisis realizado en este proyecto, se ha llevado a cabo una modificación en los planos de diseño del mandril respecto al proyecto de referencia, lo que se puede observar en las figuras 34 y 35, con lo que se ha producido una etapa de modelado de piezas anterior al estudio en sí mismo mediante elementos finitos.

Esta alteración en los planos no ha variado en su base el modelo analítico empleado, ya que basándose este en el efecto cuña y teniendo en cuenta que tanto el cono de accionamiento como la superficie interna de la pinza se mantienen, es totalmente viable emplearlo para el nuevo prototipo de mandril expansible.

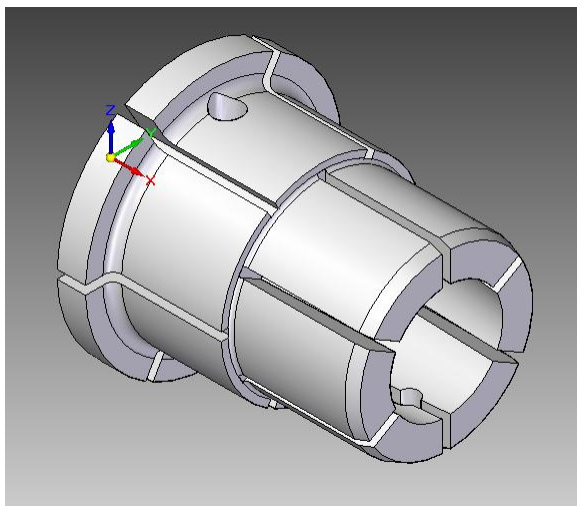


Figura 34: Modelo de pinza expansible de referencia

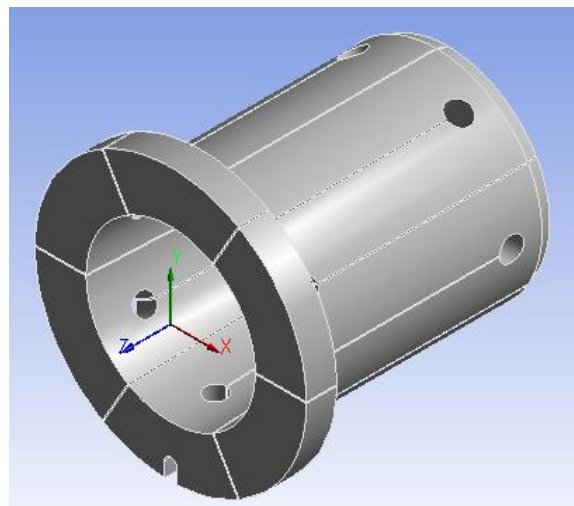


Figura 35: Modelo de pinza expansible propuesto y analizado

4.3 Metodología

Como en cualquier estudio que se precie, en el presente proyecto fin de carrera, el paso previo antes de realizar cualquier análisis, consistirá en una documentación exhaustiva y un análisis de antecedentes en el ámbito de la sujeción en máquinas de torneado de alto rendimiento, así como en el entendimiento general del planteamiento del problema propuesto por los tutores del mismo.

Para llevar a cabo el análisis, el primer proceso constituirá el modelamiento de las piezas que componen el mandril expansible. Para la generación se utilizará el paquete informático de ingeniería Pro/ENGINEER de PTC.

Se procederá a la creación de piezas en 3D mediante las técnicas de dibujo asistido por ordenador, consistentes entre otras, en operaciones de extrusión, revolución o achaflanado realizadas a superficies boceto, obteniéndose de esta forma los volúmenes físicos que darán lugar a las diferentes partes que conforman el mandril.

Especial atención requerirá en esta fase la modelización de la pinza, al ser el objeto final de estudio y ser un punto crítico para el funcionamiento del sistema de amarre diseñado.

Una vez finalizado el proceso de modelado, se pasará al estudio estático del comportamiento de la pinza mediante elementos finitos. Para ello se generará un mallado en la misma y se seleccionarán las cargas que simularán el comportamiento de la pinza en la fase de estudio, en la que tiene que llegar a establecerse contacto con la pieza a mecanizar.

Tras sucesivos ensayos en los que no se aprecia convergencia, se llega a la conclusión de cambiar de software para el análisis mediante elementos distribuidos. Para ello se seleccionará el programa de simulación ANSYS Workbench.

4.3 _ Metodología

Para poder importar al paquete seleccionado la geometría creada mediante Pro/ENGINEER, resultará necesario transformarla previamente en un elemento de SOLID EDGE ya que ANSYS no reconoce los archivos creados por el programa de PTC. Para este paso intermedio se utilizará la versión ST3 del programa SOLID EDGE tal y como se puede observar en la figura 36.

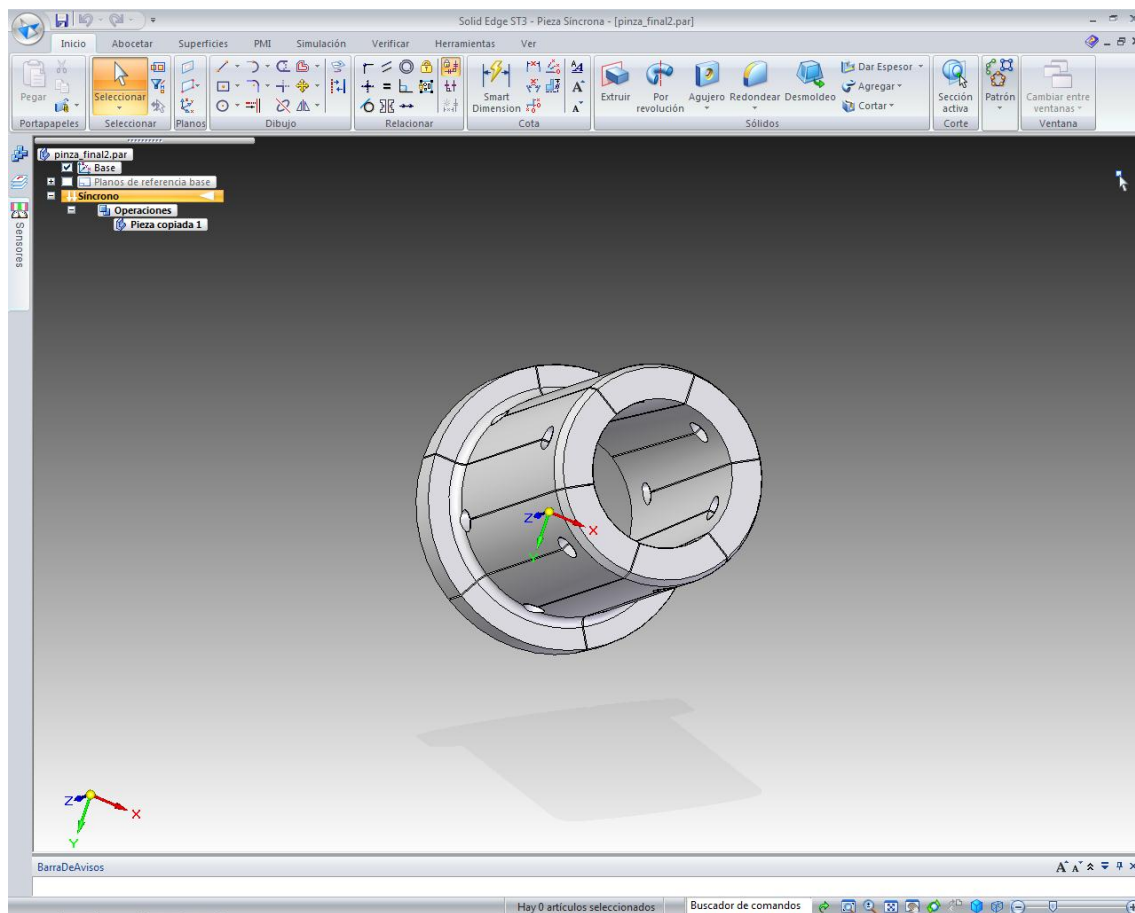


Figura 36: Interfaz de SOLID EDGE ST3

Una vez creado el archivo exportable se procederá a la apertura del mismo en el programa ANSYS Workbench, donde en primer lugar se le dotará de las propiedades mecánicas que lo convertirán en un sólido físico con capacidad de simular los procesos estáticos a los que se verá sometida la pinza si se generara un prototipo de ensayo.

Se le impondrán las cargas y restricciones que representarán las fuerzas obtenidas mediante el estudio del modelo analítico, el comportamiento elástico de la pinza o bien

el tope que tendrá la misma contra el propio mandril y que la impedirá desplazarse a lo largo de su eje axial.

El proceso continuará realizando el mallado de la pinza mediante elementos tetragonales, ya que la pieza a mallar es muy pequeña y se consigue de esta forma mayor exactitud en los resultados obtenidos que si utilizáramos elementos hexagonales, sobre todo en la zona crítica de acumulación de tensiones, los orificios realizados en la zona inferior de la pinza.

Para el proceso de mallado se realizarán sucesivos ensayos, representados en la figura 37, en los que se afinará la malla de forma que se obtenga una convergencia en las soluciones y hasta que la diferencia en los resultados de mallas cada vez más finas no sea significativa. Se seleccionará de este modo la malla que se utilizará a lo largo de cada uno de los ensayos en el desarrollo del presente proyecto fin de carrera.

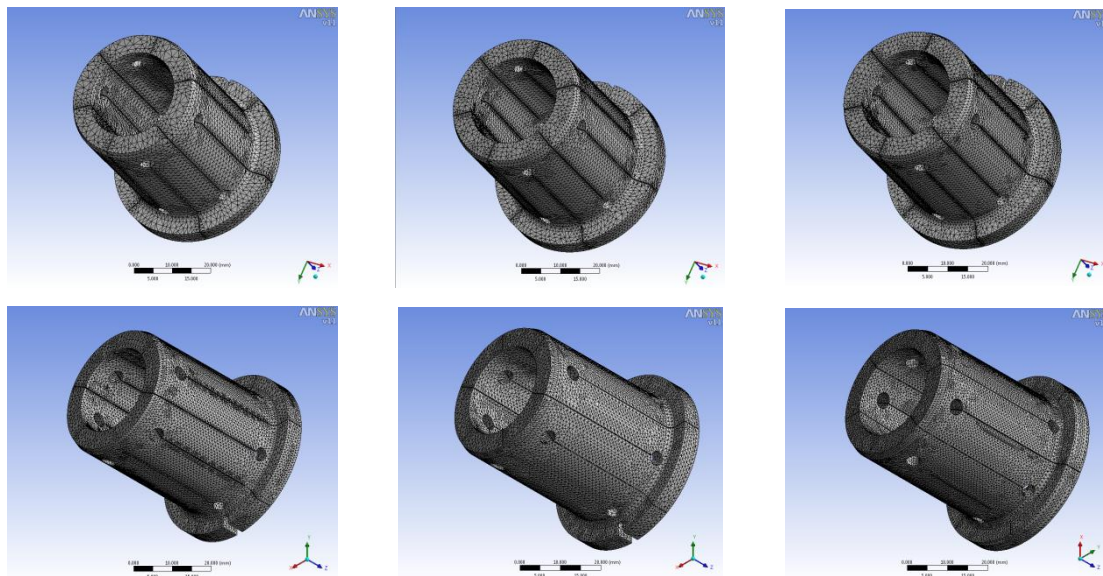


Figura 37: Serie de mallados hasta alcanzar la malla más conveniente

Una vez mallada la pinza y aplicadas las cargas y restricciones se realizarán los ensayos necesarios variando la presión de amarre para la posible generación de unos gráficos que representen y definan el comportamiento elástico de la pinza.

La creación de las gráficas y sus consecuentes funciones de ajuste, que mostrarán la esperada linealidad en la deformación de la pinza respecto a la carga aplicada se generarán mediante la herramienta informática de cálculo y representación Matlab en su versión R2009b.

Capítulo 5

Desarrollo del proyecto



5.1 Modelado de piezas mediante Pro/ENGINEER

A partir de los planos proporcionados en AutoCAD por los tutores del presente proyecto fin de carrera, el primer paso en el desarrollo ha sido el modelado de cada una de las piezas en el programa Pro/ENGINEER cuya portada se puede apreciar en la figura 38.

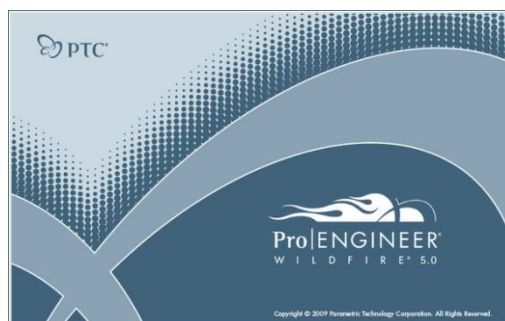


Figura 38: Inicio de sesión en Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

El modelado de sólidos consiste en ir construyendo el sólido, a base de ir combinando de modo secuencial distintas funciones. Cada una de estas funciones queda registrada en el árbol del modelo, de modo que si se desea modificar algo una vez finalizado el modelo, bastará con dirigirse a la función que se desee y cambiar el valor del parámetro o dimensión que interese.

Lo primero que se observa cuando se ejecuta Pro/ENGINEER Wildfire 5.0, es la pantalla de trabajo. Tal y como se puede ver en la figura 39, se divide en:

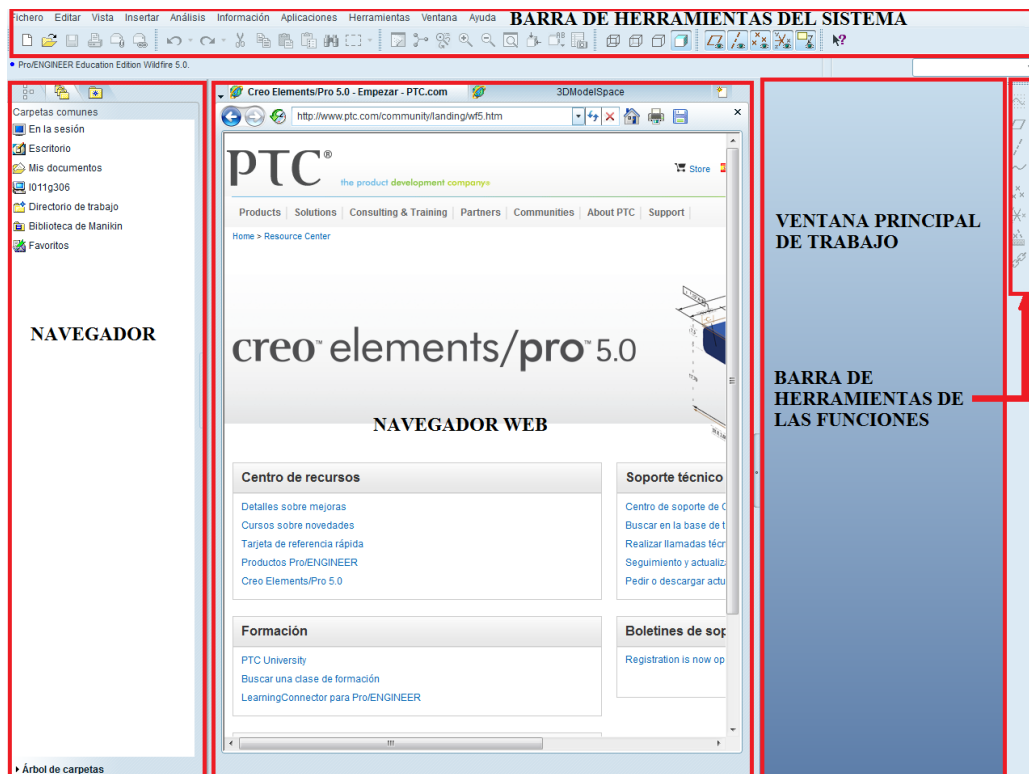


Figura 39: Pantalla inicial de trabajo de Pro/ENGINEER

- Ventana principal de trabajo: en esta ventana se puede encontrar el modelo de trabajo.
- Navegador: Uno de los elementos clave de esta zona es el árbol del modelo o estructura del modelo activo. El tipo de información varía dependiendo de si el modelo es un conjunto o un componente. Por otro lado, mediante este navegador se puede navegar entre carpetas o abrir/cerrar archivos y controlar las distintas capas del modelo.

- Barra de herramientas del sistema: comprende los distintos menús e iconos necesarios para interactuar sobre el modelo.
- Barra de herramientas de las funciones: esta zona de menús permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales de Pro/ENGINEER.

El siguiente paso a la hora de empezar a modelar es seleccionar el tipo de archivo con el que se va a trabajar. Para la realización del siguiente proyecto se generarán ficheros tipo pieza tal y como se muestra en la figura 40.

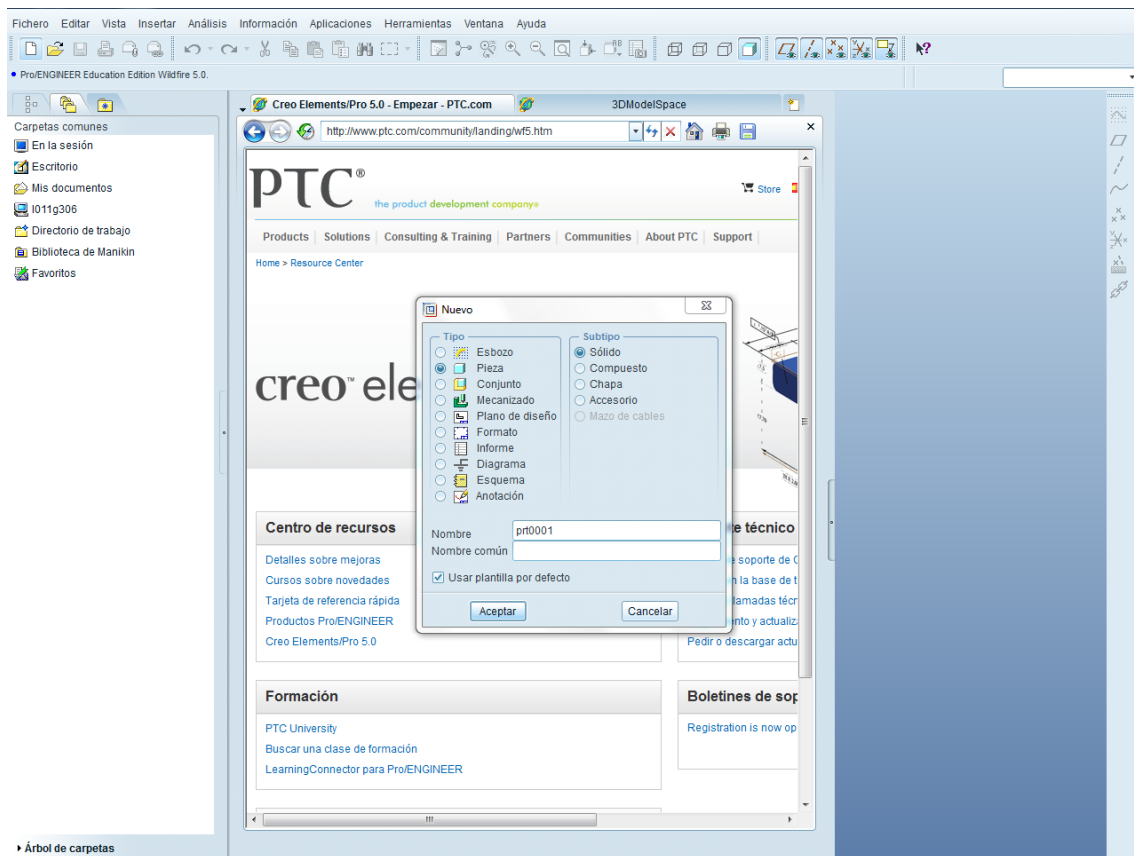


Figura 40: Tipo de archivo seleccionado para la generación de los modelos en Pro/ENGINEER

Una vez seleccionado que el tipo de fichero que se va a crear es una pieza, se abre el área de trabajo, plasmada en la figura 41, donde se encuentran el área de navegación donde se mostrará paso a paso el árbol de funciones utilizadas para la creación del modelo, la ventana principal de trabajo con el eje principal de coordenadas y los tres planos predeterminados que forman el espacio 3D (Front, Top y Right), la barra de herramientas del sistema y la barra de herramientas de las funciones, además de una

5.1 _ Modelado de piezas mediante Pro/ENGINEER

línea llamada *dashboard* o tablero de instrumentos que es la encargada de guiar durante el proceso de modelado ya que entre otras funciones incorpora un área de mensajes por medio de la cual el sistema proporciona información sobre el estado de una operación o sobre el menú o icono que se está eligiendo.

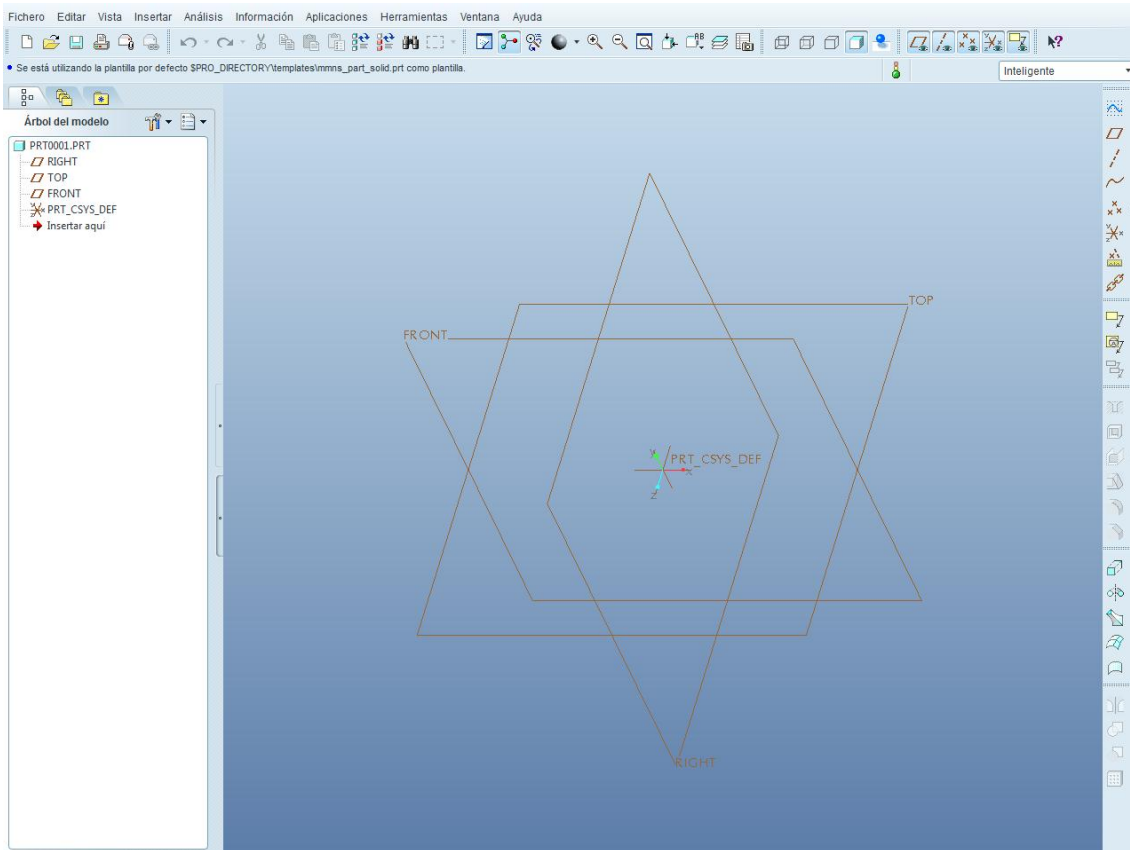


Figura 41: Área de trabajo para el modelado de piezas en Pro/ENGINEER

A continuación se realizará un recorrido por las piezas creadas para el presente proyecto.

5.1.1 Mandril expansible

En la figura 42 se muestra el plano general o de conjunto del sistema que se va a estudiar, el mandril expansible y posteriormente se procede al análisis individual de cada una de las piezas que lo componen.

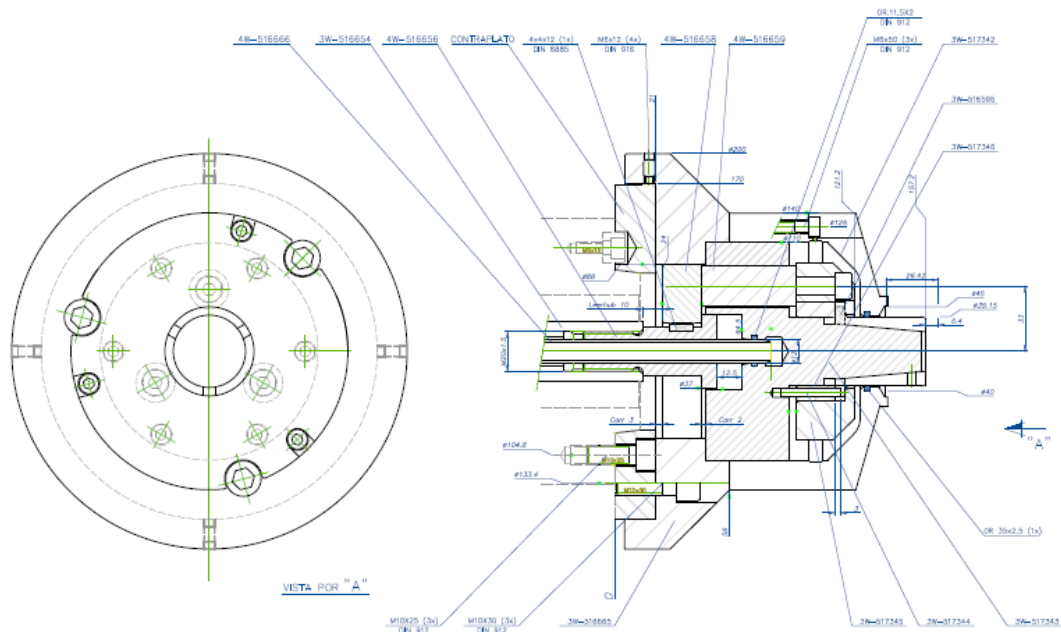


Figura 42: Plano de conjunto del mandril expansible

5.1.2 Pistón de accionamiento

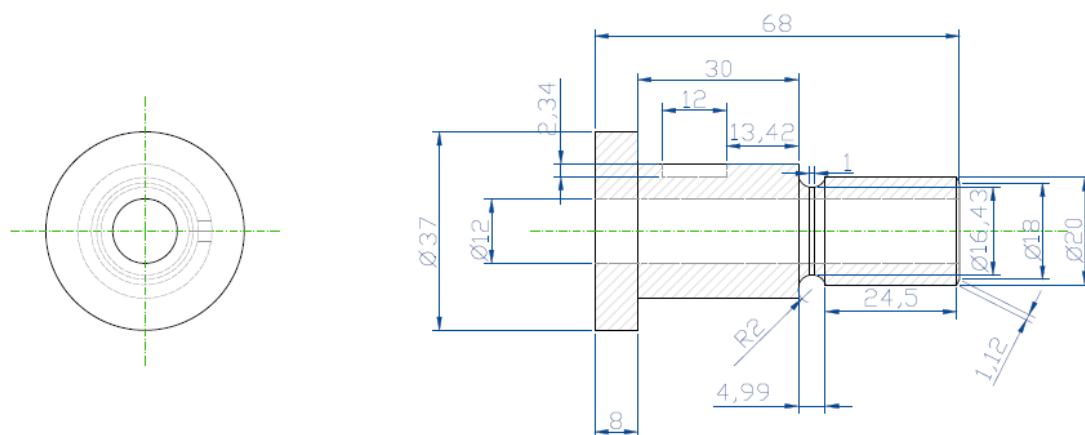


Figura 43: Plano del pistón de accionamiento

Para la generación del pistón de accionamiento se procedió mediante la creación de un boceto denominado S2D0001 sobre el plano Right que define la superficie posteriormente revolucionada 360° que da lugar a la geometría básica.

A continuación se realiza una extrusión con eliminación de material creada mediante el boceto S2D0004 para establecer la chaveta. Para llevar a cabo el proceso de extrusión se estableció un nuevo eje coordenado denominado CS0 para situar un nuevo plano auxiliar, el DTM1.

Una vez finalizadas las operaciones se llega a la obtención de la pieza tal y como se muestra en la figura 44.

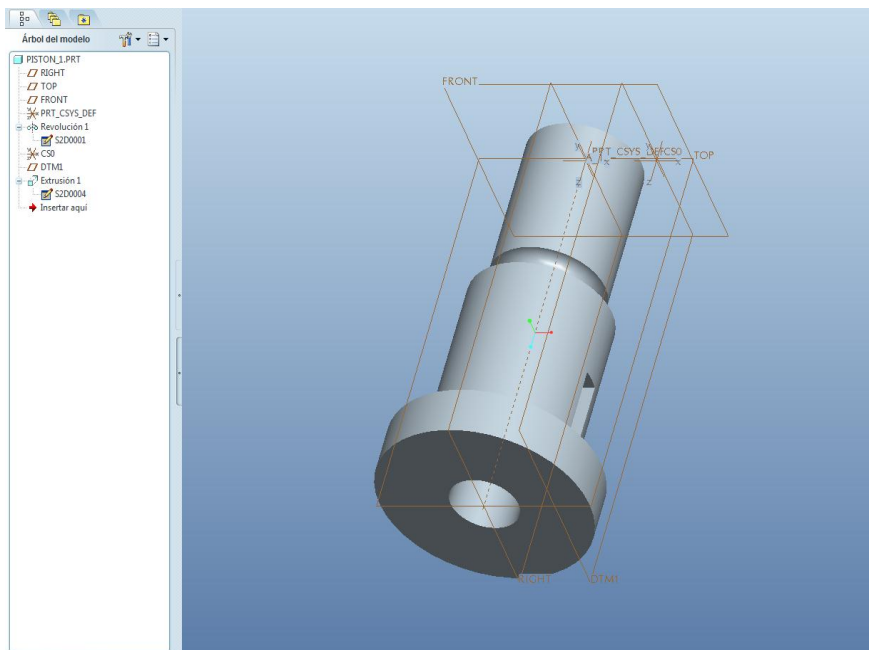


Figura 44: Modelo 3D del pistón de accionamiento

En la figura 45 se detalla una imagen del pistón de accionamiento en la que se pueden observar las líneas ocultas y por tanto, se obtiene un mayor detalle de su geometría.

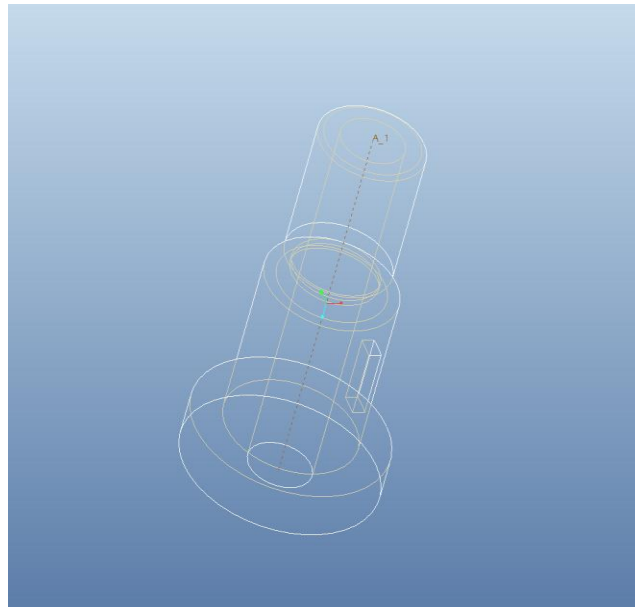


Figura 45: Detalle de la geometría del pistón de accionamiento

5.1.3 Tapa trasera

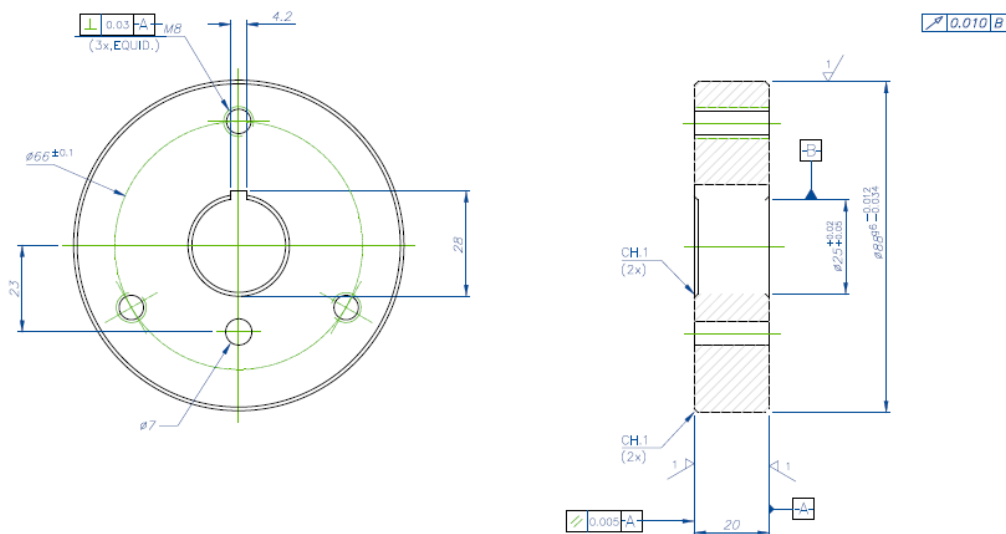


Figura 46: Plano de la tapa trasera

Para el desarrollo de la tapa trasera se crea el boceto S2D0001 sobre el plano Front y se realiza una extrusión de la altura que marcan los planos, seguida de un proceso de eliminación de material para la creación de los orificios pasantes, obteniéndose el modelo que se representa a continuación en la figura 47.

5.1 _ Modelado de piezas mediante Pro/ENGINEER

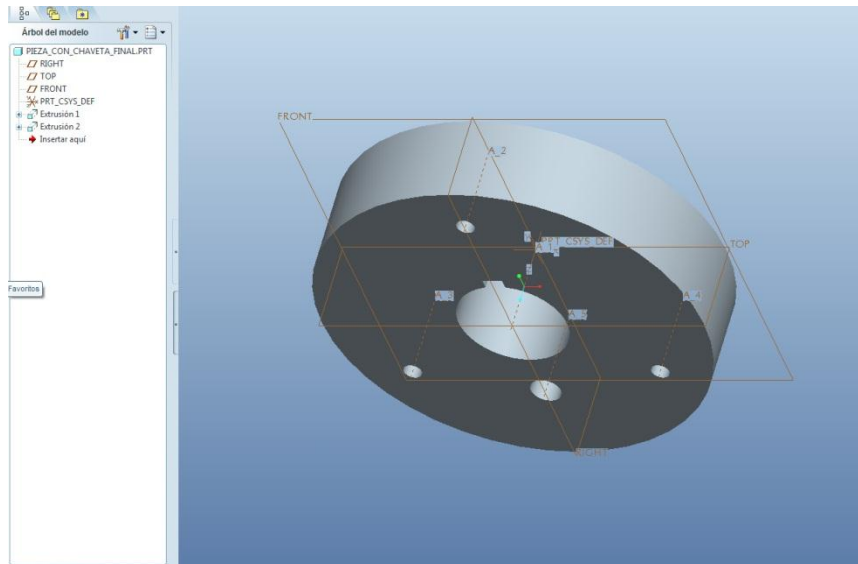


Figura 47: Modelo 3D de la tapa trasera

En la figura 48 se presentan las líneas ocultas dando el detalle de la geometría de la pieza modelada.

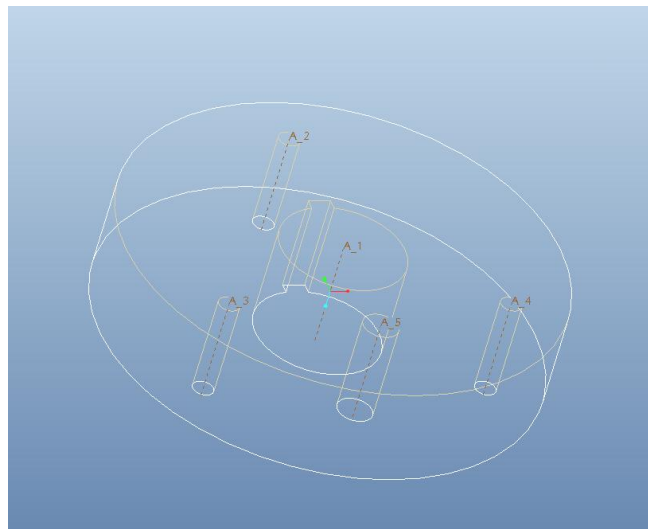


Figura 48: Detalle de la geometría de la tapa trasera

5.1.4 Cuerpo principal del mandril

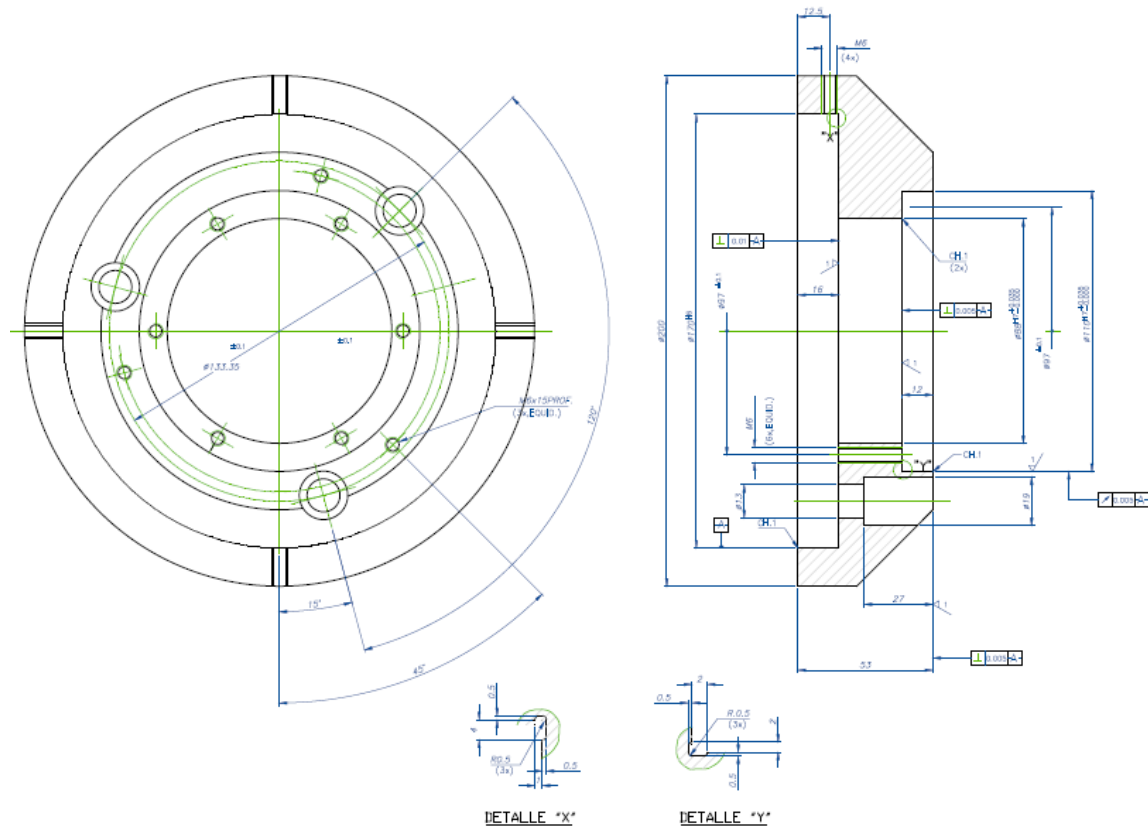


Figura 49: Plano del cuerpo principal del mandril

Para la creación del cuerpo principal del mandril se parte de un boceto, el cual mediante una operación de revolución de 360° proporciona el material sólido que aporta la forma física a la pieza a modelar.

Posteriormente y mediante sucesivas operaciones de extrusión realizadas en diferentes ejes auxiliares creados para tal fin, se le realizan los diferentes orificios pasantes con lo que se obtiene finalmente la pieza tal y como se observa en la figura 50.

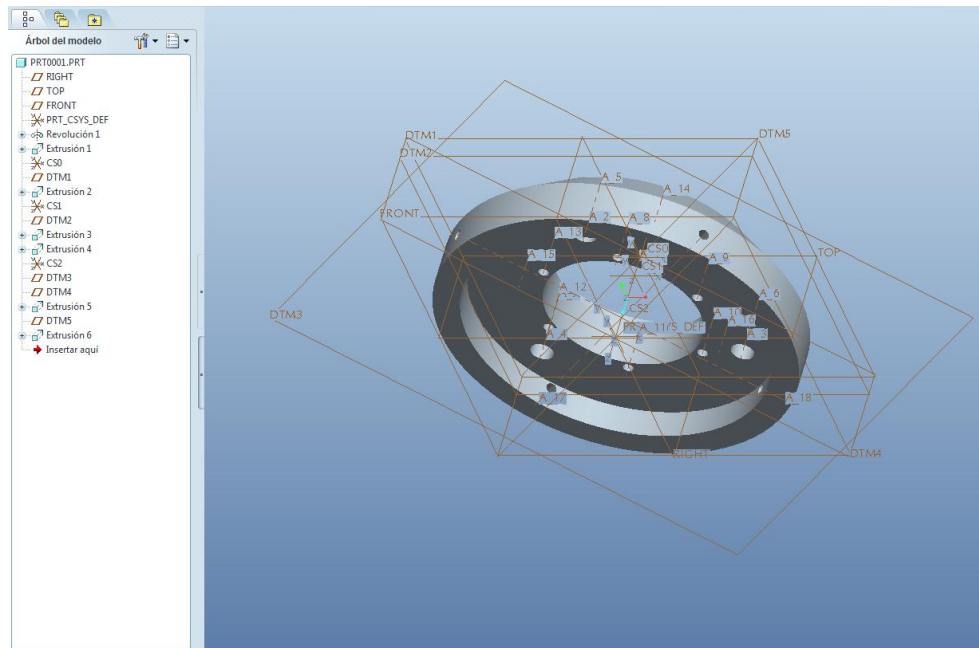


Figura 50: Modelo 3D del cuerpo principal del mandril

Se muestra a continuación en la figura 51 un detalle de la geometría del cuerpo principal del mandril.

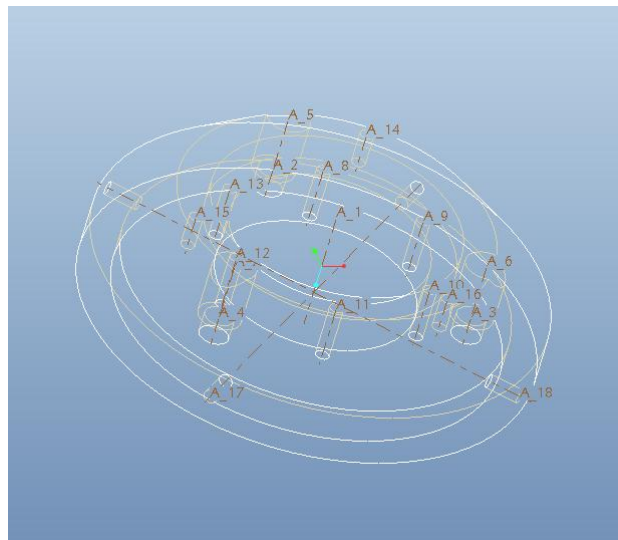


Figura 51: Detalle de la geometría del cuerpo principal del mandril

5.1.5 Cono de accionamiento

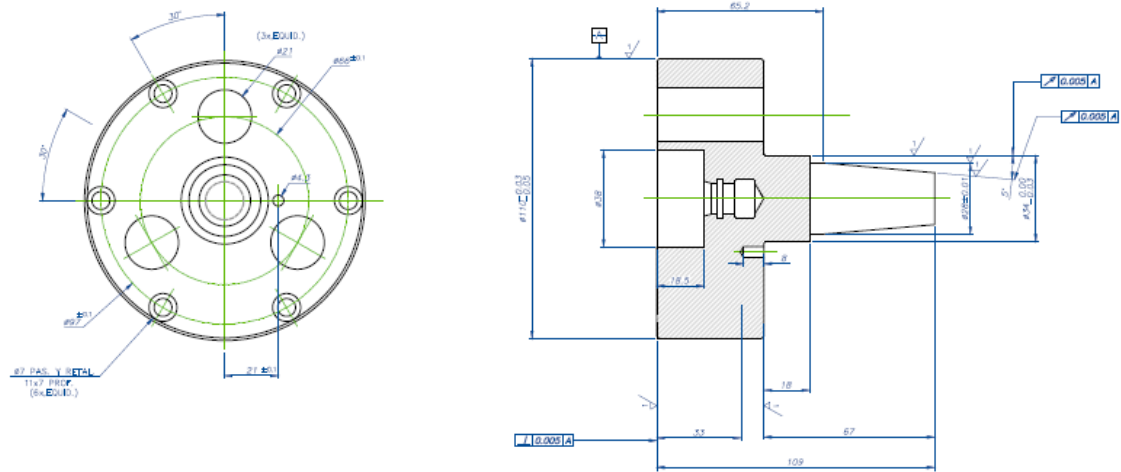


Figura 52: Plano del cono de accionamiento

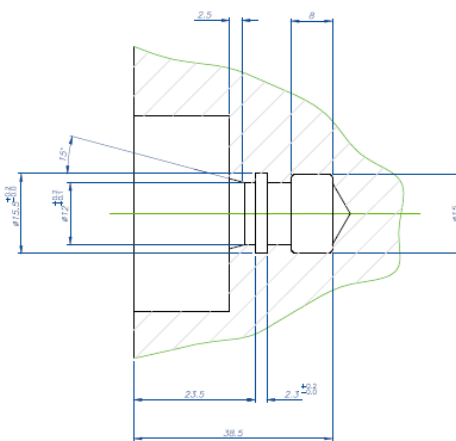


Figura 53: Detalle del plano del cono de accionamiento

Para la creación del cono de accionamiento se parte de un boceto inicial denominado S2D0001 con el que se genera el conjunto sólido que da forma a la geometría exterior de la pieza mediante una operación de revolución de 360°.

En un segundo paso se procede a un vaciado interior también mediante una operación de revolución de 360° que genera la forma que se observa en el detalle de los planos en el interior del cono de accionamiento. El boceto utilizado para llevar a cabo

esta operación es el S2D0002. Ambos bocetos se realizan sobre el plano Right. Una vez obtenida dicha estructura se pasa a ejecutar dos operaciones de achaflanado que dan forma al exterior del modelo.

Para realizar los diversos orificios pasantes del cono se llevan a cabo los procesos de extrusión del 1 al 4 sobre los diferentes bocetos que pueden observarse en el árbol del modelo de la pieza. Todos ellos se llevan a cabo sobre el plano Front.

Finalmente, para la generación de los tres conductos para la salida de aire presurizado, se puede observar que ha sido necesaria la generación de múltiples planos auxiliares de referencia así como de ejes coordenados para la creación de distintos bocetos que mediante operaciones de extrusión con eliminación de material han conformado la geometría final del cono de accionamiento tal y como se representa en la figura 54.

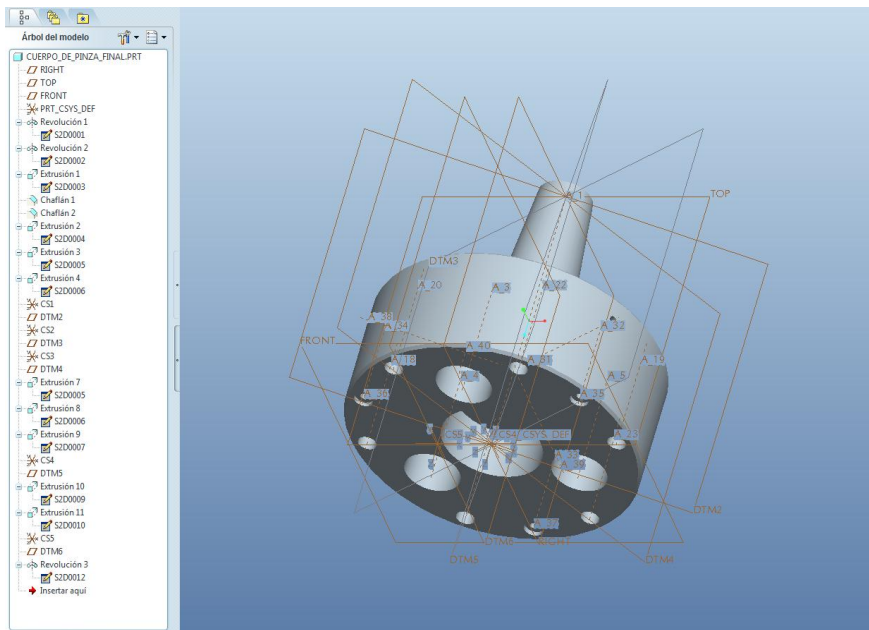


Figura 54: Modelo 3D del cono de accionamiento

En la figura 55 observamos el detalle de la estructura de la pieza modelada.

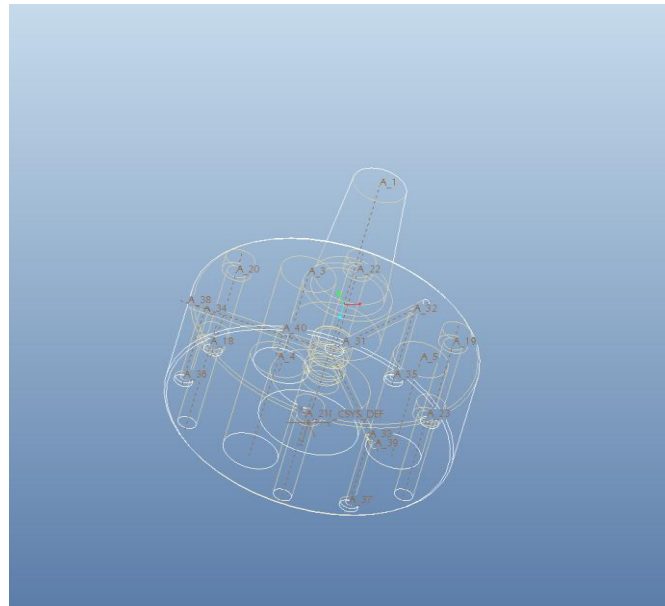


Figura 55: Detalle de la geometría del cono de accionamiento

5.1.6 Casquillo expulsor

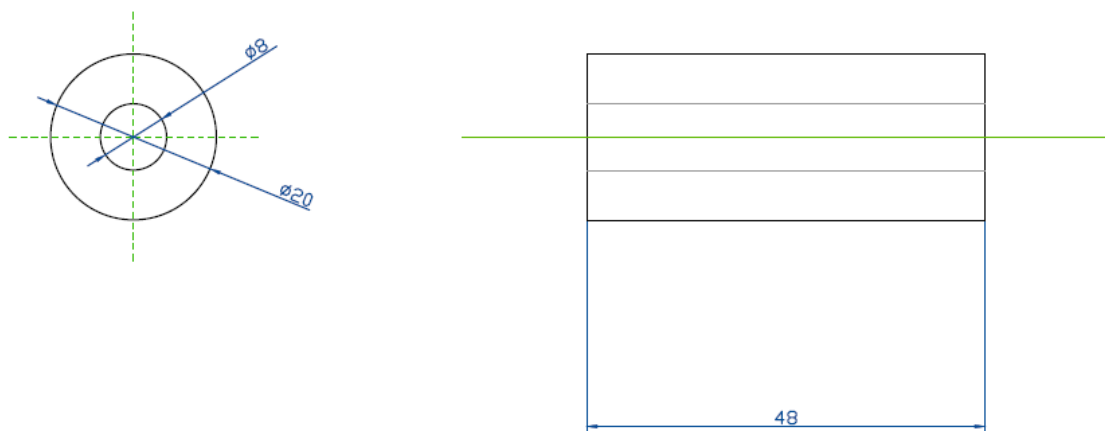


Figura 56: Plano del casquillo expulsor

El modelado del casquillo expulsor ha requerido la creación de un boceto denominado S2D0001 que una vez extrusionado sobre el plano Front representa la figura 57 que se expone a continuación.

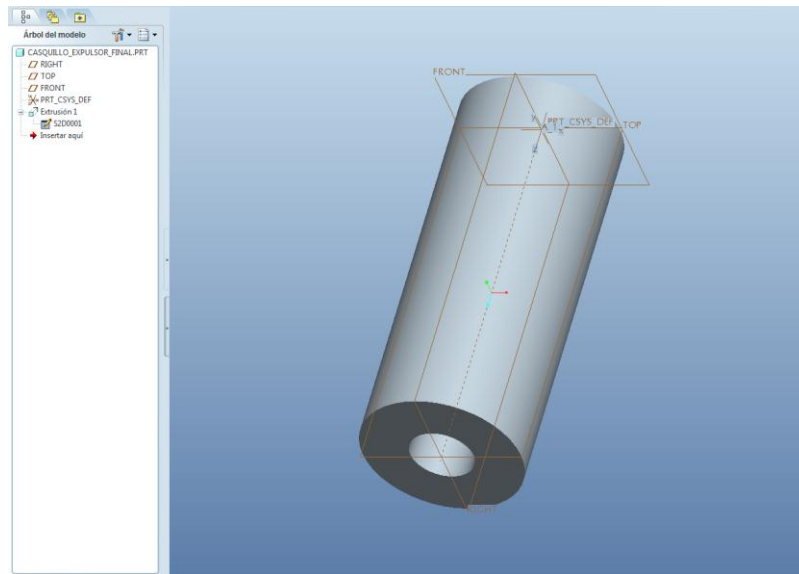


Figura 57: Modelo 3D del casquillo expulsor

En la figura 58 se observa el detalle mediante la representación de líneas ocultas de la geometría de la pieza.

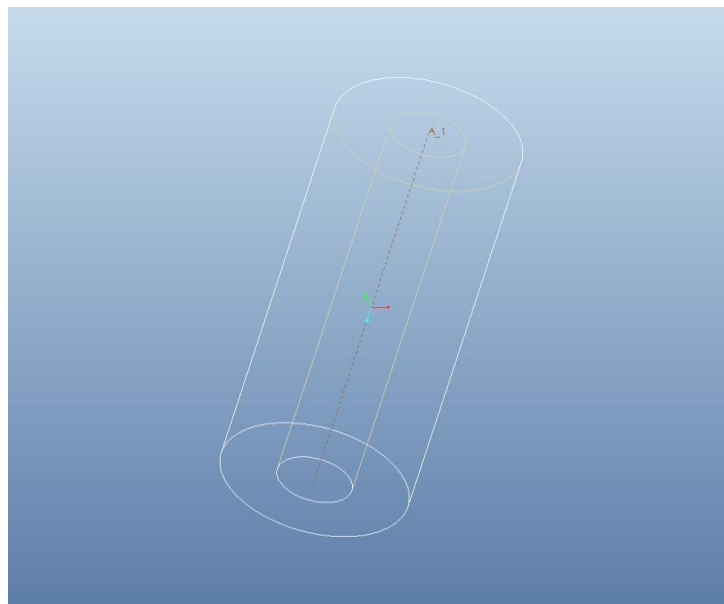


Figura 58: Detalle de la geometría del casquillo expulsor

5.1.7 Casquillo actuador

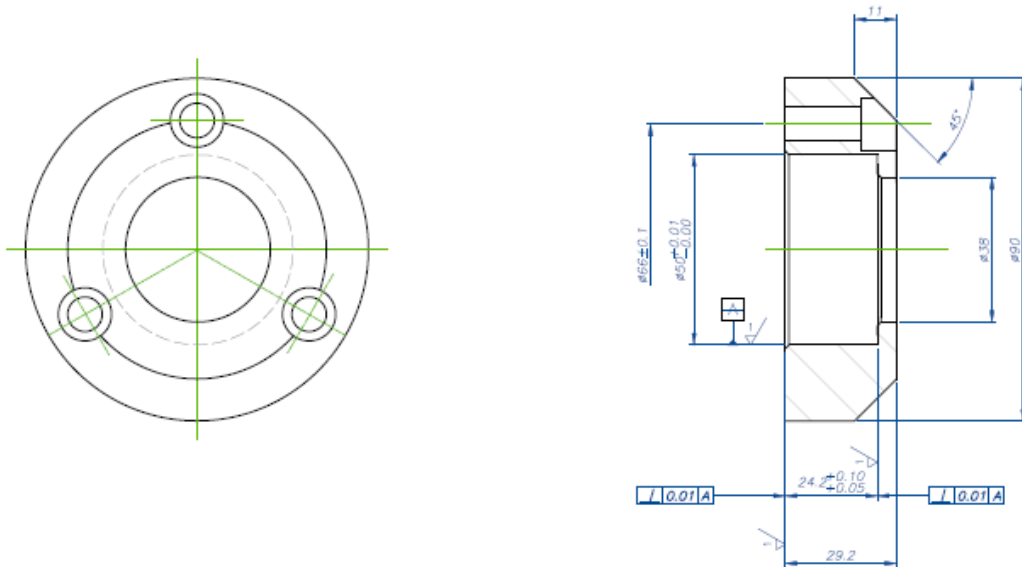


Figura 59: Plano del casquillo actuador

En la generación del casquillo actuador se ha elaborado un boceto sobre el plano Right, designado como S2D0002 al que se le ha revolucionado 360° para obtener la pieza sobre la que posteriormente se realizan dos extrusiones consecutivas a través de los bocetos S2D0003 y S2D0005. Con estos se han elaborado primero los tres orificios pasantes que muestra el casquillo en la figura 60 y consecutivamente la zona de ampliación correspondiente al diámetro de los mismos.

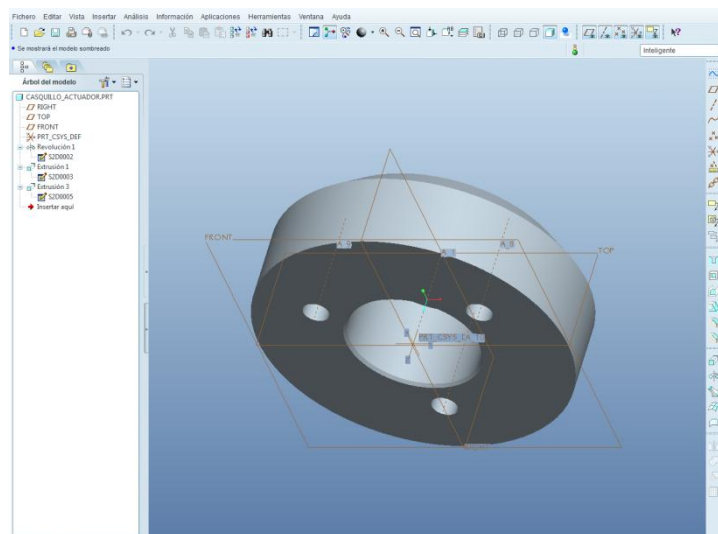


Figura 60: Modelo 3D del casquillo actuador

En la figura 61 se ilustra el detalle en la pieza por medio de las vistas ocultas.

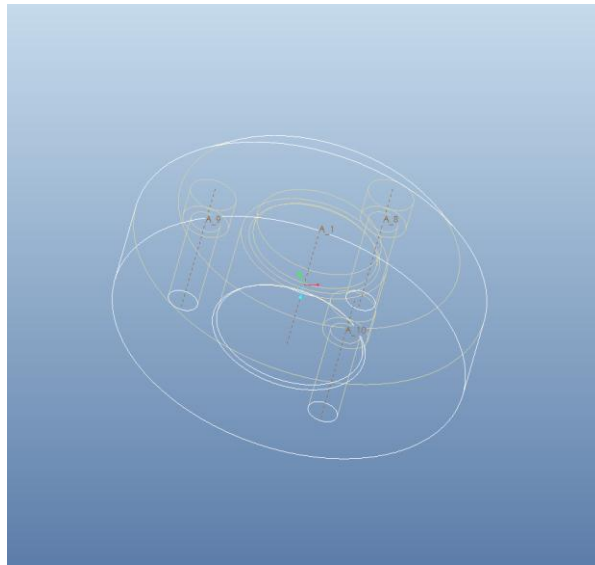


Figura 61: Detalle de la geometría del casquillo actuador

5.1.8 Pinza expansible

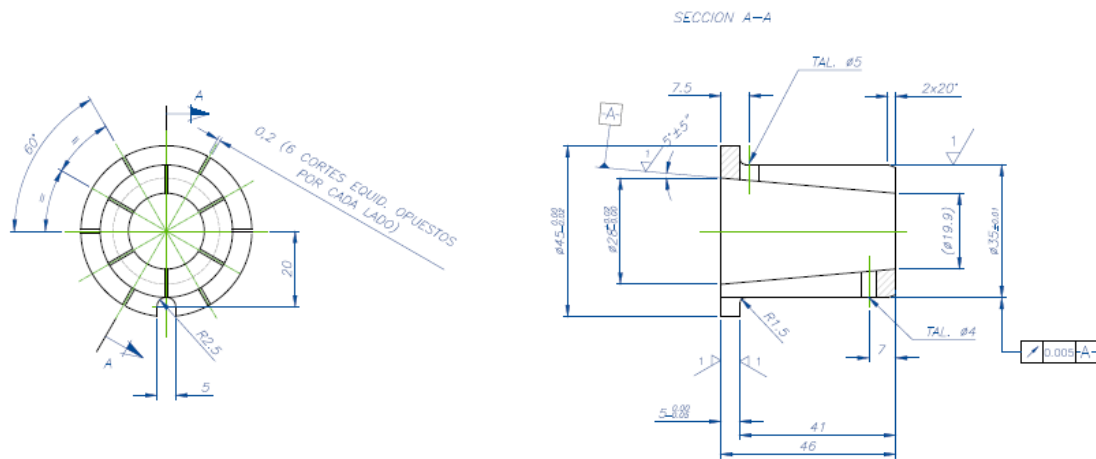


Figura 62: Plano de la pinza expansible

El modelado de la pinza expansible se ha realizado mediante una operación de revolución a 360° sobre el plano Right, con lo que se obtiene el cuerpo sólido que da forma a la geometría externa de la misma.

Posteriormente se ha procedido a la creación de un nuevo origen de coordenadas denominado ORIGEN2, a partir del cual se generan dos nuevos planos auxiliares asignados como DTM5 y DTM7 que junto con el plano Top, se han utilizado para la realización de los seis orificios pasantes superiores que presenta la pieza. Los orificios se han llevado a cabo mediante operaciones de extrusión con eliminación de material de dos en dos debido a la colocación en oposición que se representa en los planos. De forma análoga se ha realizado la generación de los seis orificios inferiores que tiene la pinza expansible.

Una vez implantados los orificios se practican unas hendiduras en la pinza expansible mediante operaciones de extrusión con eliminación de material, que serán las encargadas de hacer que la pinza se pueda expandir proporcionándole de esta manera las propiedades sobre las que se va a realizar el análisis posterior.

El último paso para la generación del modelo de estudio ha sido la creación del orificio situado en la pestaña de la pinza que se utiliza para el posicionamiento correcto de la misma en las máquinas de torneado. Este se ha llevado a cabo mediante una operación de extrusión con eliminación de material a partir del plano auxiliar DTM13 paralelo al plano Front y situado con respecto al nuevo eje de coordenadas CS4. Con lo que finalmente se obtiene la pieza tal y como se muestra en la figura 63.

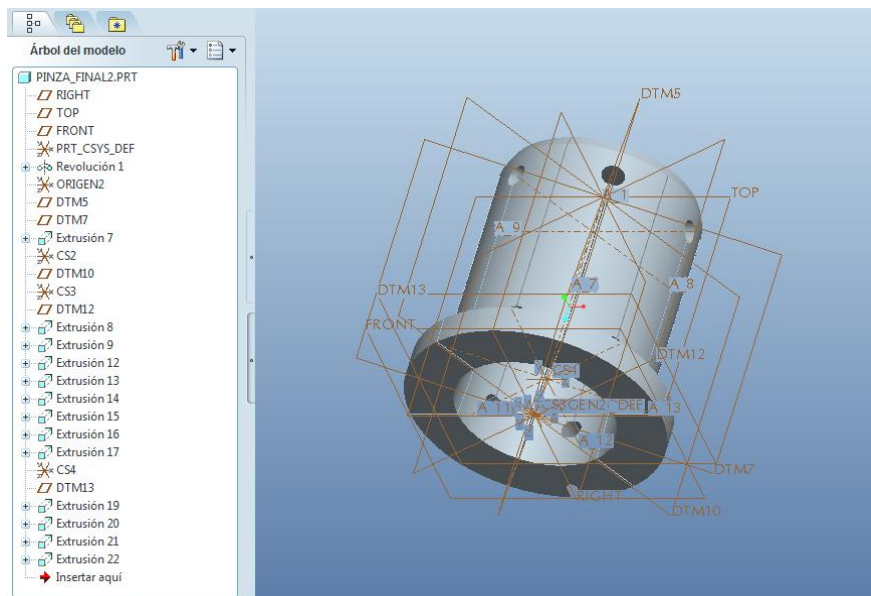


Figura 63: Modelo 3D de la pinza expansible

Gracias a las vistas de las líneas ocultas se puede ver a continuación en la figura 64 el detalle en la geometría que presenta la pinza.

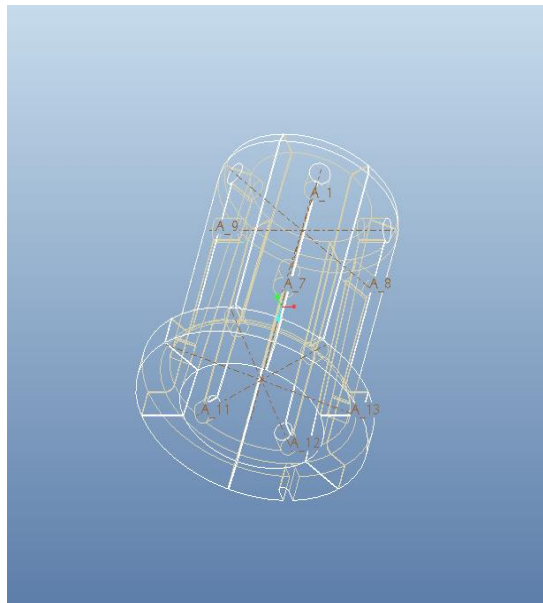


Figura 64: Detalle de la geometría de la pinza expansible

Igualmente se presenta el detalle en las figuras 65 y 66 de las hendiduras practicadas a lo largo de la pinza.

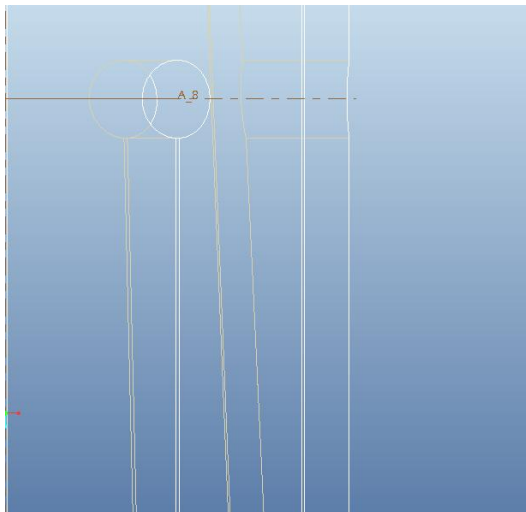


Figura 65: Vista lateral del detalle de las hendiduras de la pinza expansible

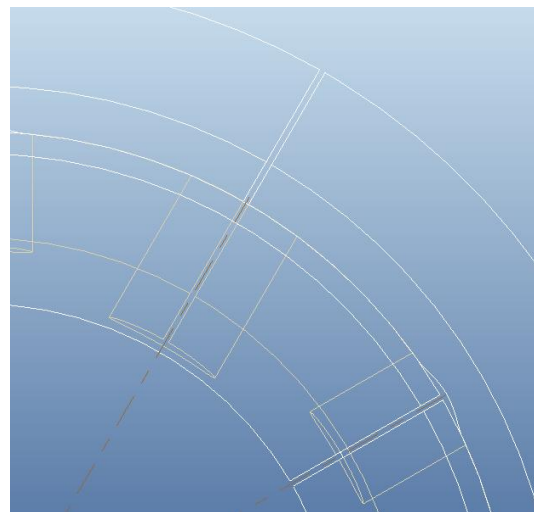


Figura 66: Vista frontal del detalle de las hendiduras de la pinza expansible

5.1.9 Pieza fija entre el cono de accionamiento y el tope



Figura 67: Plano de la pieza fija

La pieza fija que sirve de unión entre el cono de accionamiento y el tope y que los mantiene unidos e igualmente revolucionados, se genera a partir de una extrusión sobre el plano Right y dos operaciones de chaflán con las que se consigue el modelo representado en la figura 68.

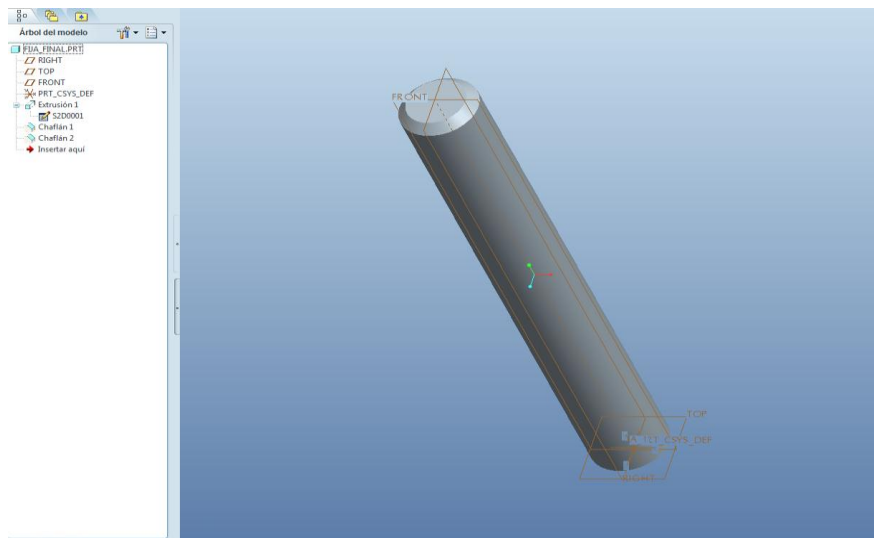


Figura 68: Modelo 3D de la pieza fija

5.1.10 Tope

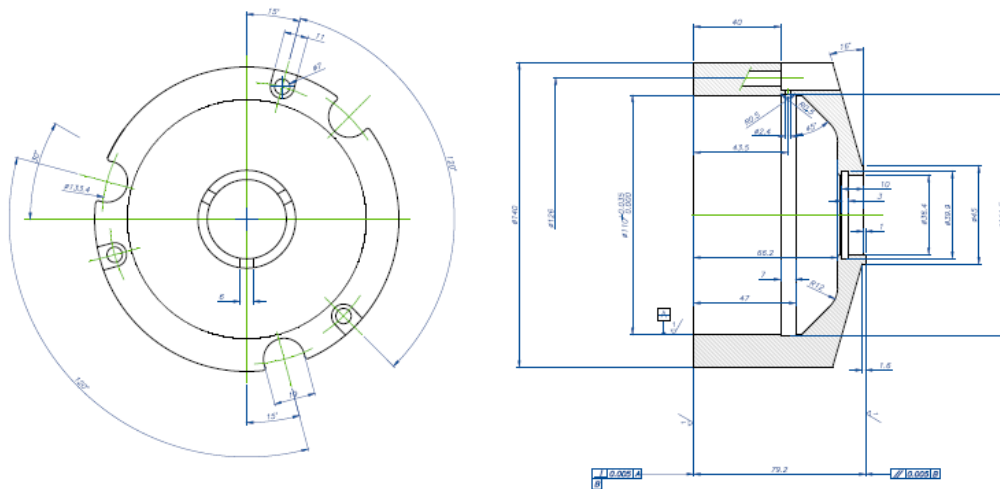


Figura 69: Plano del tope del mandril expansible

Para el modelado del tope se realiza una operación de revolución a 360° sobre un boceto creado sobre el plano Right seguida de una operación de extrusión con eliminación de material sobre el plano Front que da lugar a todos los orificios pasantes de la pieza, creándose así la geometría sólida exterior que da forma al modelo.

Se genera a continuación un nuevo eje de coordenadas denominado CS0 para situar el plano auxiliar DTM1 que permite crear por medio de una operación de extrusión eliminando material, el rebaje en tres de los orificios pasantes generados con anterioridad.

Situando un nuevo eje coordenado CS1 y un nuevo plano de referencia, se implantan por medio de operaciones de extrusión, marcadas en el árbol de operaciones de la 3 a la 5, las tres pestañas que se encuentran en la zona superior del tope y en las que desembocarán los orificios para la salida del aire presurizado que sirve de detector de presencia de la pieza a torneear.

Para realizar cada uno de los canales por los que circulará el aire presurizado, se genera un eje coordenado que albergará dos planos auxiliares que serán perpendiculares entre sí. La parte del conducto que sigue en paralelo al plano Right así como la que desemboca en cada una de las pestañas, se genera mediante una operación de extrusión

con eliminación de material, mientras que para la generación del canal que sirve de unión entre ambas partes, se realiza una operación de revolución a 360° con eliminación de material.

Una vez llevadas a cabo todas las operaciones de modelado, se obtiene la pieza que queda representada mediante la figura 70.

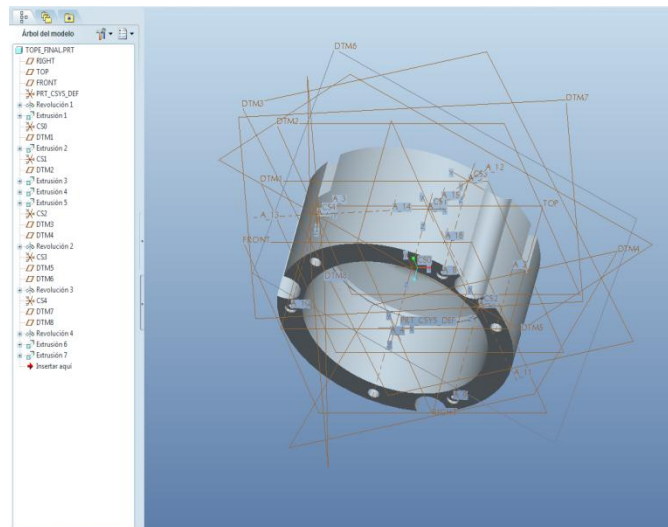


Figura 70: Modelo 3D del tope

Ocultando los planos y ejes del modelo y seleccionando las vistas ocultas se llega a la obtención de la figura 71 en la que se puede observar con detalle la estructura del tope.

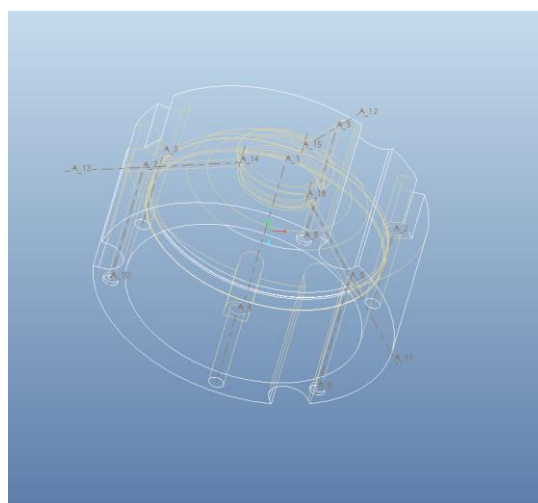


Figura 71: Detalle de la geometría del tope

5.2 Desarrollo analítico: modelo para el cálculo de la fuerza de sujeción mínima en operaciones de torneado

Tomando como base el modelo matemático desarrollado en trabajos anteriores [1] [2] y una vez conocidas las piezas que crean el mandril expansible, de cara a las simulaciones se hace necesario realizar el análisis cinemático y dinámico de los equipos de amarre para determinar las tensiones máximas admisibles estructuralmente, y para llevar a cabo una optimización de las fuerzas suministradas por los accionamientos de las máquinas, lo que se traducirá en menores carreras en los cilindros de accionamiento y por tanto menores tiempos muertos en los cambios de pieza con el consiguiente aumento en la productividad y reducción de costes; tal y como se recoge en la norma UNE-EN 1550:1998+A1:2008 y en la recomendación alemana VDI 3106.

5.2.1 Cálculo de la fuerza de sujeción necesaria F_{spo} sin tener en cuenta las rotaciones

La figura 72 muestra las fuerzas consideradas en el modelo analítico teniendo en cuenta un giro del sistema, donde:

- F_c : Fuerza principal de corte
- F_f : Fuerza de avance
- F_p : Fuerza pasiva
- F_{spo} : Fuerza de amarre
- F_{spz} : Fuerza de sujeción inicial
- F : Fuerza centrífuga de los elementos en contacto con la pinza
- F_{acc} : Fuerza de accionamiento
- D_a : Diámetro de mecanizado

- D_f : Diámetro de amarre
- α : Ángulo formado por la superficie del cono

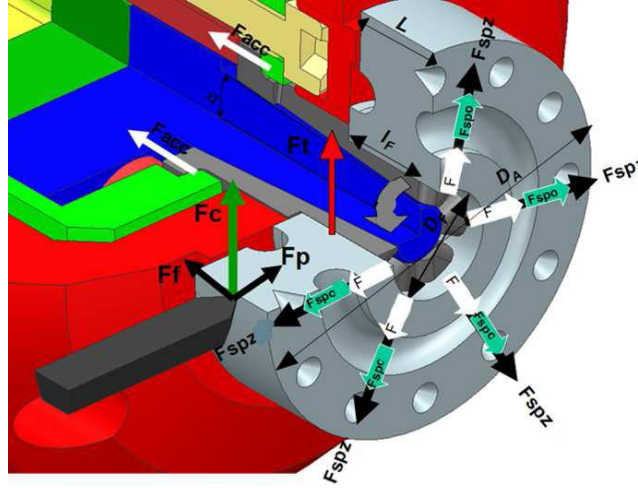


Figura 72: Distribución de fuerzas en el mandril expansible [2]

Aplicando los modelos propuestos por Nyamayek-Mudiam [17], Rahman-Tsutsumi [18] y Walter-Stahl [19] al caso de los mandriles expansibles se crea un nuevo modelo para la determinación de las fuerzas mínimas de amarre.

Durante el proceso de amarre en las operaciones de torneado mediante mandriles expansibles, la fuerza de avance, F_f , es principalmente absorbida por el cuerpo del mandril que actúa como parada y superficie de referencia. En una operación de corte ortogonal, la fuerza pasiva, F_p , se puede despreciar. Como se observa en la figura 73, la fuerza principal de corte, F_c , produce un par torsor que debe ser asumido por el sistema de sujeción y transmitido mediante fricción en el punto de amarre.

$$M_t = F_c \frac{D_a}{2}$$

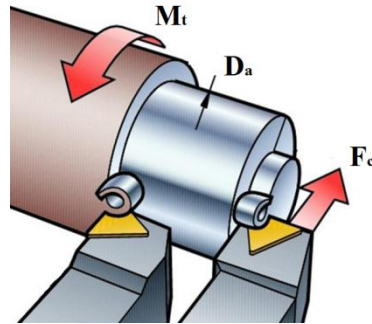


Figura 73: Momento torsor generado por F_c

Según los modelos expuestos, el momento generado por la fuerza de corte al torner, determina la fuerza de sujeción necesaria o fuerza de amarre según la ecuación:

$$F_{spo} = \frac{F_c S_z}{\mu_{sp}} \cdot \frac{D_a}{D_f}$$

El coeficiente de sujeción μ_{sp} , que se seleccionará en la tabla 1, es el valor de rozamiento en la zona de contacto entre la superficie de sujeción de la pinza y la pieza. Está influenciado por el modelo de la superficie de la sujeción de la garra, la superficie de la pieza y el material.

Tabla 1: Coeficientes de fricción

Superficie de la pieza	Superficie de la garra de amarre		
	<i>liso</i>	<i>dentado</i>	<i>dentado sierra</i>
Rectificado	0,07	0,12	0,20
Desbaste	0,10	0,20	0,35
Sin mecanizar	0,15	0,30	0,45
Valor de corrección	Aleación de aluminio = 0,95 Latón = 0,90 Fundición gris = 0,80		

Para el presente proyecto y basándose siempre en proyectos previos de referencia, se considera que la superficie de la pieza a mecanizar ha pasado por un proceso de rectificado mientras que la superficie de la pinza expansible es lisa, con lo que se toma un valor del coeficiente de sujeción:

$$\mu_{sp} = 0.07$$

La magnitud del coeficiente de seguridad S_z depende de la exactitud con la que se determinen diversos parámetros de influencia como la carga o el coeficiente de sujeción. De acuerdo a la normativa VDI 3106, este coeficiente de seguridad debe ser mayor que o igual que 2.

Una vez más, tomando como base los estudios antes citados y suponiendo que se trabajará el análisis para el caso más desfavorable, se selecciona como parámetro de seguridad el siguiente valor:

$$S_z = 2$$

La fuerza principal de corte F_c se calcula a partir del avance de la herramienta, la profundidad de pasada y el material que se va a mecanizar.

$$F_c = s \cdot t \cdot k_c$$

s : avance ($mm/revolución$)

t : profundidad de corte (mm)

k_c : presión específica de corte (KN/mm^2)

Tomando una vez más como referencia los seleccionados en estudios previos al presente proyecto fin de carrera, se les atribuyen los siguientes valores:

$$s = 0.5 \text{ } mm/rev$$

$$t = 5 \text{ } mm$$

La presión específica de corte k_c depende de las características mecánicas del material a mecanizar, de la geometría y el material de la herramienta de mecanizado. Se calcula como el cociente entre la fuerza principal de corte F_c y la sección de viruta A .

$$k_c = \frac{F_c}{A} = \frac{F_c}{s \cdot t \cdot \sin \kappa_r}$$

A continuación se muestran las tablas 2, 3 y 4 en las que se obtiene el valor de la presión específica de corte cuando el ángulo de la posición del portaherramientas es de 45°, situación aplicable en el desarrollo de la memoria.

Tabla 2: Presión específica de corte para aceros [1]

Presión específica de corte con ángulo de posición de 45°								
Material		Dureza (KN/mm ²) - HBW	Avance (mm/rev)					
			0,16	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60
Aceros	St 42	Hasta 0,50	2,60	2,40	2,20	2,05	1,90	1,80
	St 50	0,52	3,50	3,10	2,75	2,45	2,15	1,95
	St 60	0,62	3,05	2,80	2,60	2,40	2,20	2,05
	C 45	0,67						
	C 60	0,77						
	St 70	0,72	4,35	3,80	3,30	2,90	2,50	2,20
	18 CrNi 6	0,63						
	42 CrMo 4	0,73		3,90	3,45	3,10	2,75	2,45
	16 MnCr 5	0,77	3,75	3,30	2,95	2,60	2,30	2,05
	Mn, CrNi	0,85 - 1,00	3,70	3,40	3,10	2,80	2,55	2,35
	Austeníticos	-	5,40	4,90	4,40	4,00	3,60	3,30

Tabla 3: Presión específica de corte para materiales no férricos [1]

Presión específica de corte con ángulo de posición de 45°								
Material		Dureza (KN/mm ²) - HBW	Avance (mm/rev)					
			0,16	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60
No férricos	Bronce fundido	-	2,55	2,35	2,20	2,05	1,90	1,80
	Fundición roja	-	1,10	1,00	0,90	0,80	0,70	0,65
	Latón	HBW 0,80 - 1,20	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80	0,75
	Fundición de aluminio	0,30 - 0,42	1,10	1,00	0,90	0,80	0,70	0,65

Tabla 4: Presión específica de corte para fundiciones [1]

Presión específica de corte con ángulo de posición de 45°								
Material		Dureza (KN/mm ²) - HBW	Avance (mm/rev)					
			0,16	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60
Fundiciones	Gs 45	0,30 - 0,50	2,30	2,10	1,95	1,80	1,70	1,60
	Gs 52	0,50 - 0,70	2,55	2,35	2,20	2,05	1,90	1,80
	GG 16	HBW 2,00	1,50	1,35	1,20	1,10	1,00	0,90
	GG 25	HBW 2,00 - 2,50	2,05	1,80	1,60	1,45	1,30	1,15

El material a mecanizar según las referencias utilizadas es un acero C45E y el avance seleccionado, como se ha anotado anteriormente, es de $0,5 \text{ mm/rev}$. Como se puede observar en la tabla, no existe un valor directo de presión específica de corte k_c para el avance seleccionado con lo que se procede a realizar una interpolación entre los valores inmediatamente superior e inferior al mismo.

$$\left[\begin{array}{l} s(mm/rev) \rightarrow k_c (KN/mm^2) \\ 0,63 \rightarrow 2,40 \\ 0,50 \rightarrow x \\ 0,40 \rightarrow 2,60 \end{array} \right] \rightarrow \text{interpolando se llega al valor:}$$

$$k_c (s = 0,5) = 2,51 \text{ } KN/mm^2$$

Con lo que operando se obtiene que la fuerza principal de corte F_c es:

$$F_c = s \cdot t \cdot k_c = 0,5 \cdot 5 \cdot 2,51$$

$$F_c = 6,275 \text{ } KN = 6275 \text{ } N$$

Sabiendo que el diámetro de amarre D_f de la pinza es de $35 \text{ } mm$ y una vez más siguiendo los datos del ya mencionado estudio [1], el diámetro D_a de la pieza a mecanizar es de $64,9 \text{ } mm$, se calcula a continuación la fuerza de sujeción necesaria en el proceso de torneado o fuerza de amarre tal que:

$$F_{spo} = \frac{F_c S_z}{\mu_{sp}} \cdot \frac{D_a}{D_f} = \frac{6,275 \cdot 2}{0,07} \cdot \frac{64,9}{35}$$

$$F_{spo} = 332,447 \text{ } KN$$

En este punto del desarrollo del proyecto es necesario detenerse para explicar la notable diferencia de valores para la fuerza de sujeción F_{spo} obtenidos en el presente proyecto y en el desarrollo matemático seguido en el proyecto de referencia [1] al que se ha estado haciendo mención a lo largo de todos los cálculos actuales.

Debido a diferentes fallos en el proceso matemático sufridos a la hora de realizar el cálculo de la fuerza principal de corte en dicho trabajo anterior [1], se acarreó un error sucesivo en todas las ecuaciones en las que se hacía presente dicha fuerza, ya fuera de manera directa, como es el caso de la fuerza de sujeción F_{spo} o de forma indirecta como ocurre en el cálculo de las sucesivas fuerzas que se deben analizar, la fuerza de sujeción

inicial F_{spz} y la fuerza de accionamiento F_{acc} que será necesaria para las posteriores simulaciones en ANSYS Workbench, con lo que se produjo un sobredimensionamiento tanto en las fuerzas como en el diseño. En el presente Proyecto Fin de Carrera se han solventado dichas faltas en lo que al análisis analítico se refiere.

5.2.2 Determinación de la fuerza inicial de amarre F_{spz} teniendo en cuenta la fuerza centrífuga F

A altas velocidades de rotación, la fuerza de sujeción del mandril está influenciada por la fuerza centrífuga generada en los puntos de contacto de la pinza expansible con la pieza a mecanizar.

$$F_{spz} = S_{sp}(F_{spo} - F)$$

El factor de seguridad para la fuerza de sujeción inicial de acuerdo a la directriz VDI 3106, S_{sp} , debe ser mayor que 1,5, con lo que el valor seleccionado para este parámetro será el siguiente:

$$S_{sp} = 1,6$$

La fuerza centrífuga F depende de la masa de la pinza, m_B , del radio del centro de gravedad, r_C y de la velocidad de rotación n , lo que se traduce en la siguiente ecuación:

$$F = m_B \cdot r_C \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2$$

La masa de la pinza m_B se obtiene importando la geometría de la pinza al programa ANSYS Workbench, dotándola de los valores que la definen físicamente y analizando sus propiedades con lo que se obtiene el valor:

$$m_B = 0,17143Kg$$

Al ser la pinza de geometría recta en su parte externa, que será la que limite con la pieza a mecanizar, y simétrica axialmente, el radio del centro de gravedad r_c corresponde al radio de amarre, con lo que:

$$r_c = r_f = \frac{D_f}{2} = \frac{35}{2}$$

$$r_c = 17,5mm$$

Por último, siguiendo los valores propuestos en el estudio previo mencionado, la velocidad de rotación del cabezal del torno n tomará el valor de:

$$n = 3000^{rev}/min$$

Con lo que se procede al cálculo de la fuerza centrífuga que como se puede observar, en el modelo propuesto es prácticamente despreciable respecto a la fuerza de sujeción que se realiza:

$$F = m_B \cdot r_c \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 = 0,17143 \cdot 17,5 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 3000}{30}\right)^2$$

$$F = 0,296KN$$

Y se llega finalmente al desarrollo de la fuerza inicial de amarre F_{spz} que tal y como se había mencionado anteriormente responde a la expresión analítica:

$$F_{spz} = S_{sp}(F_{spo} - F) = 1,6(332,447 - 0,296)$$

$$F_{spz} = 531,441KN$$

5.2.3 Determinación de la fuerza de accionamiento F_{acc} para conseguir la fuerza de sujeción F_{spz}

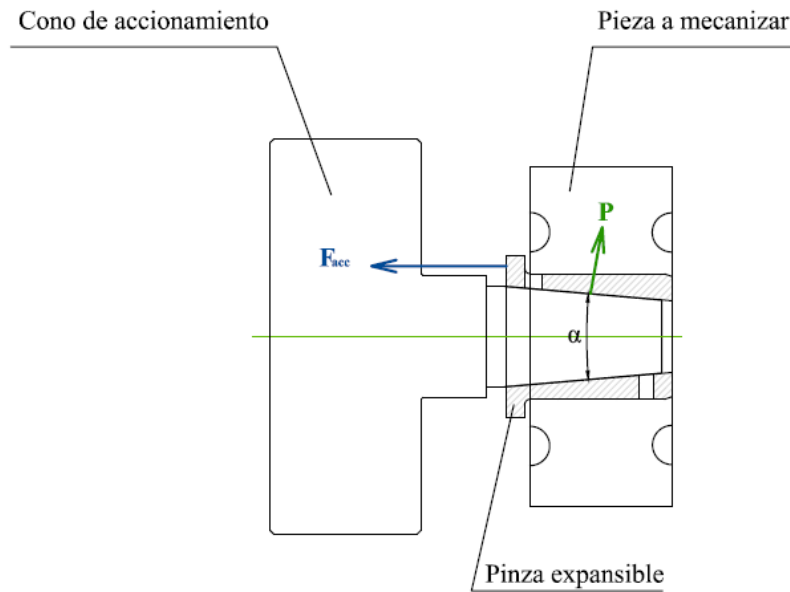


Figura 74: Fuerza de accionamiento necesaria

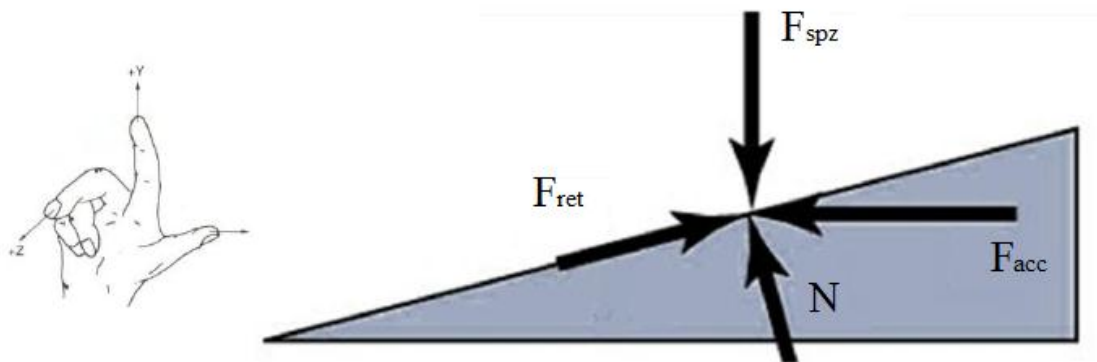


Figura 75: Fuerzas de amarre en el cono de accionamiento [1]

Como se observa en las figuras 74 y 75, en un mandril expansible, la fuerza axial de accionamiento F_{acc} , origina debido al efecto de cuña del cono, la fuerza P y por tanto la fuerza de adherencia N . La fuerza F_{ret} se crea en el punto de contacto para componer el equilibrio de fuerzas y poder así llevar la pieza a mecanizar a la posición de trabajo.

$$F_{ret} = \mu \cdot N \cdot \cos \alpha$$

El equilibrio de fuerzas en las direcciones de los ejes cartesianos indicados en la última figura permite obtener las siguientes relaciones, donde α es el ángulo formado por el cono, 10° .

$$-F_{acc} + N \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu \cdot N \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0$$

$$-F_{spz} + N \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \mu \cdot N \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0$$

Para obtener la relación entre la fuerza de accionamiento F_{acc} y la fuerza de sujeción F_{spz} proporcionada por el mandril expansible se opera con las ecuaciones anteriores, obteniendo así que:

$$F_{spz} = \frac{F_{acc} \left[\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right]}{\mu \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

teniendo en cuenta que $\left(\begin{smallmatrix} \mu = 0,07 \\ \alpha = 10^\circ \end{smallmatrix}\right)$, se obtiene la relación:

$$F_{spz} = -57,53 F_{acc}$$

Donde el signo negativo indica que va en el sentido contrario al esquematizado en la representación de las fuerzas.

Teniendo en cuenta que el valor de F_{spz} es de $531,441KN$, finalmente se obtiene que la fuerza de accionamiento del mandril expansible es:

$F_{acc} = 9,238KN$

5.2.4 Cálculo de la presión de accionamiento P_{acc} para el desarrollo de las simulaciones

De cara a las simulaciones tal y como se han planteado, colocando una presión normal de amarre distribuida a lo largo de la superficie interior de la pinza, se hace necesario calcular la presión que genera esta fuerza de accionamiento.

$$P_{acc} = \frac{F_{acc}}{A}$$

El área A corresponde al área del interior de la pinza expansible que se calculará a partir de la siguiente ecuación:

$$A = A_{sup} - 6A_{orificio superior} - 6A_{orificio inferior}$$

El área superficial A_{sup} se deducirá a partir del área del tronco de cono que forma la pinza, A_L , menos la superficie de las hendiduras. Se tienen dos tipos de hendiduras, las que se denominarán superiores, que son las que comienzan en los orificios superiores y abren hasta el tope la pinza. Y las que se denominarán inferiores, que empiezan en los orificios inferiores y abren la pinza por la parte más alejada al tope de la misma.

- Área superficial A_{sup}

► Área lateral del tronco de cono que forma la pinza

$$A_L = \pi(r_1 + r_2)s$$

$$\text{donde} \begin{pmatrix} r_1 = 14mm_radio inferior de la pinza \\ r_2 = 9,95mm_radio superior de la pinza \\ s = generatriz del tronco de cono \\ s^2 = (r_1 - r_2)^2 + h^2 \\ h = 46mm_altura del tronco de la pinza \end{pmatrix}$$

$$A_L = 3474,48mm^2$$

► Área de las hendiduras superiores

Se calcularán a partir de la superficie de un rectángulo $b \cdot h$ donde la altura será el ancho de las hendiduras, $2mm$, mientras que la base se obtendrá mediante el valor de la generatriz s que va desde el orificio superior hasta la base de la pinza.

$$s^2 = (r_1 - r_2)^2 + h^2$$

Se sabe que en la base de la pinza r_1 vale $14mm$. Para obtener la generatriz se necesita conocer la diferencia entre r_1 y r_2 . Esta diferencia a la que se llamará x , se desarrollará mediante la semejanza de triángulos o Teorema de Tales con los valores ya conocidos y representados en la figura 76.

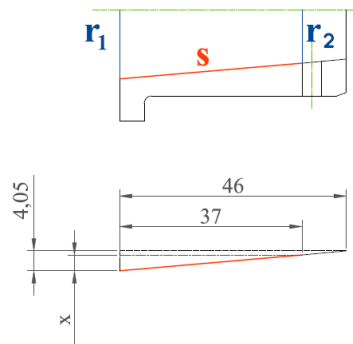


Figura 76: Desarrollo del Teorema de Tales para la obtención del área de las hendiduras superiores

Aplicando la semejanza de triángulos:

$$\frac{b}{h} = \frac{b'}{h'}$$

Se llega al valor de $x = (r_1 - r_2) = 3,26mm$, con lo que la generatriz valdrá $37,15mm$ y el área correspondiente a una hendidura superior, denominada $A_{hendidura superior}$ y calculada mediante la superficie de un rectángulo como ya se ha mencionado anteriormente es de:

$$A_{hendidura superior} = 7,43mm^2$$

► Área de las hendiduras inferiores

Se calcularán de forma análoga a la explicada para las hendiduras superiores. Se muestra en la figura 77 la distribución de las dimensiones para el desarrollo de la semejanza de triángulos en este caso:

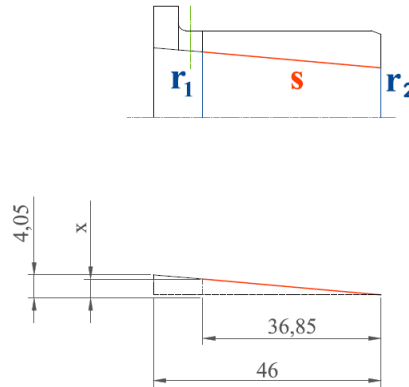


Figura 77: Desarrollo del Teorema de Tales para la obtención del área de las hendiduras inferiores

En este caso tras aplicar la semejanza de triángulos se llega a que el valor de $x = (r_1 - r_2) = 3,25mm$, con lo que la generatriz valdrá $36,99mm$ y el área correspondiente a una hendidura inferior, denominada $A_{hendidura inferior}$ es de:

$$A_{hendidura inferior} = 7,39mm^2$$

Con esto, el área superficial se desarrolla mediante la ecuación:

$$A_{sup} = A_L - 6A_{hendidura superior} - 6A_{hendidura inferior}$$

$$A_{sup} = 3385,51mm^2$$

- Área de los orificios de la pinza expansible

► Área del orificio superior

El área correspondiente a los orificios corresponde a la superficie de un círculo. En el caso de los orificios superiores el diámetro a valorar es de $4mm$, con lo que:

$$A_{orificio\ superior} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_{orificio\ superior}}{2} \right)^2$$

$$A_{orificio\ superior} = 12,57mm^2$$

► Área del orificio inferior

De forma análoga a las operaciones realizadas para los taladros superiores y teniendo en cuenta que el diámetro de los orificios inferiores es de $3,5mm$ se llega al valor de:

$$A_{orificio\ inferior} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_{orificio\ inferior}}{2} \right)^2$$

$$A_{orificio\ inferior} = 9,62mm^2$$

Una vez calculados todos los parámetros necesarios se puede pasar a realizar el cómputo del valor del área necesaria para el desarrollo de la presión de amarre:

$$A = A_{sup} - 6A_{orificio\ superior} - 6A_{orificio\ inferior}$$

$$A = 3252,38mm^2$$

Con lo que la presión P_{acc} generada por la fuerza de accionamiento F_{acc} que será el parámetro que se introduzca para las simulaciones posteriores será:

$$P_{acc} = \frac{F_{acc}}{A}$$

$$P_{acc} = \frac{9,238 \cdot 10^3 N}{3252,38 mm^2}$$

$$P_{acc} = 2,84 MPa$$

5.3 Proceso de simulaciones en ANSYS Workbench

5.3.1 Acciones previas a las simulaciones en ANSYS Workbench

Para la simulación del comportamiento de la pinza expansible se ha utilizado, como se ha mencionado en el apartado metodología, el software informático ANSYS Workbench, cuya portada se puede observar en la figura 78.



Figura 78: Inicio de sesión en ANSYS Workbench v11.0

Al igual que ocurre con la interfaz de Pro/ENGINEER, al ejecutar el programa ANSYS se nos presenta un área de trabajo muy intuitiva de modo que el trabajo se realiza de forma rápida y sencilla, lo que favorece el entendimiento de los resultados obtenidos.

El primer paso consiste en la selección del tipo de fichero con el que se va a trabajar. Para ello, en la pantalla de inicio se selecciona Geometry, paso que se muestra en la figura 79, ya que se va a proceder a importar la pieza de estudio desde Solid Edge, ya que ANSYS Workbench no reconoce la extensión de Pro/ENGINEER tal y como se mencionó en el apartado Metodología.

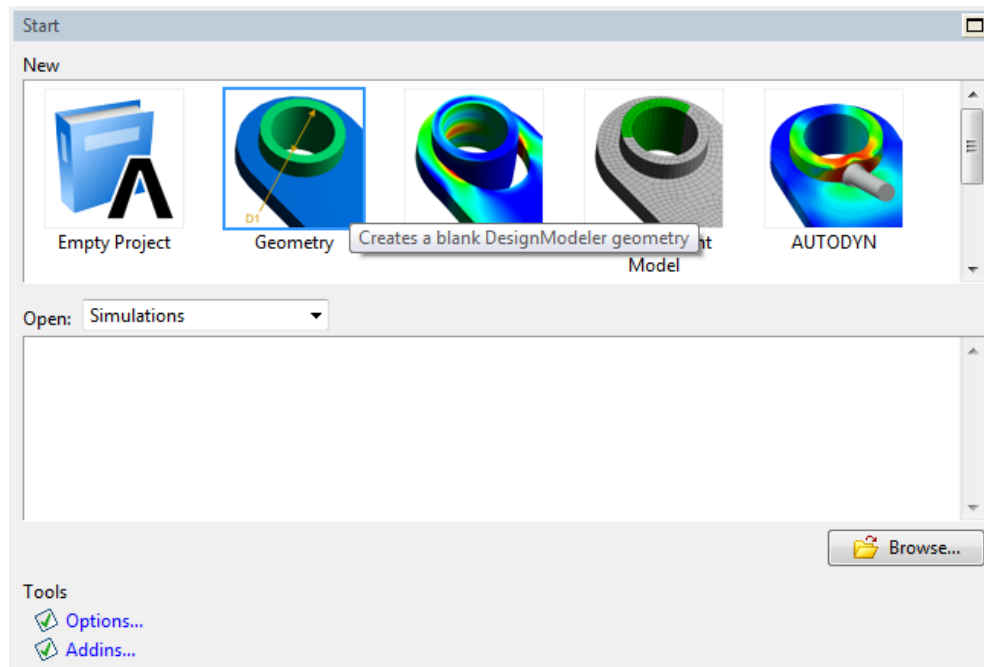


Figura 79: Tipo de fichero seleccionado en ANSYS Workbench

A continuación, ANSYS pide que se especifique el sistema unitario que representará el valor de la longitud a lo largo del proceso. En este caso y dado que se trabaja en función a unos planos y con piezas relativamente pequeñas, la magnitud seleccionada han sido los milímetros tal y como se puede ver en la figura 80.

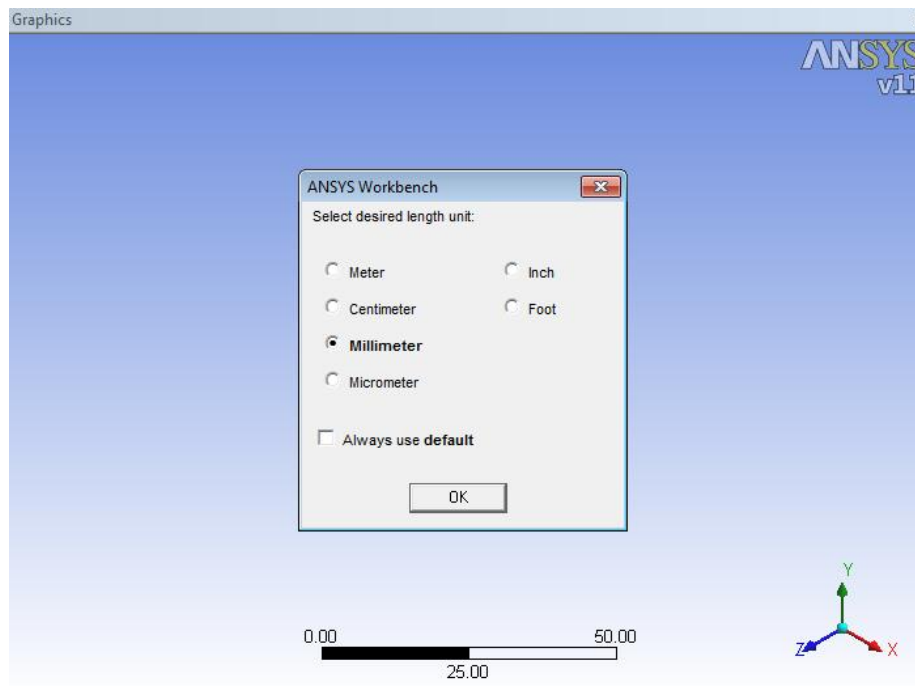


Figura 80: Determinación de la magnitud de longitud en ANSYS Workbench

Una vez definidas las unidades se procede a importar la pinza expansible, como se aprecia en la figura 81, a la que mediante cargas que definen los procesos a los que se ve sometida, se le realizarán una serie de simulaciones.

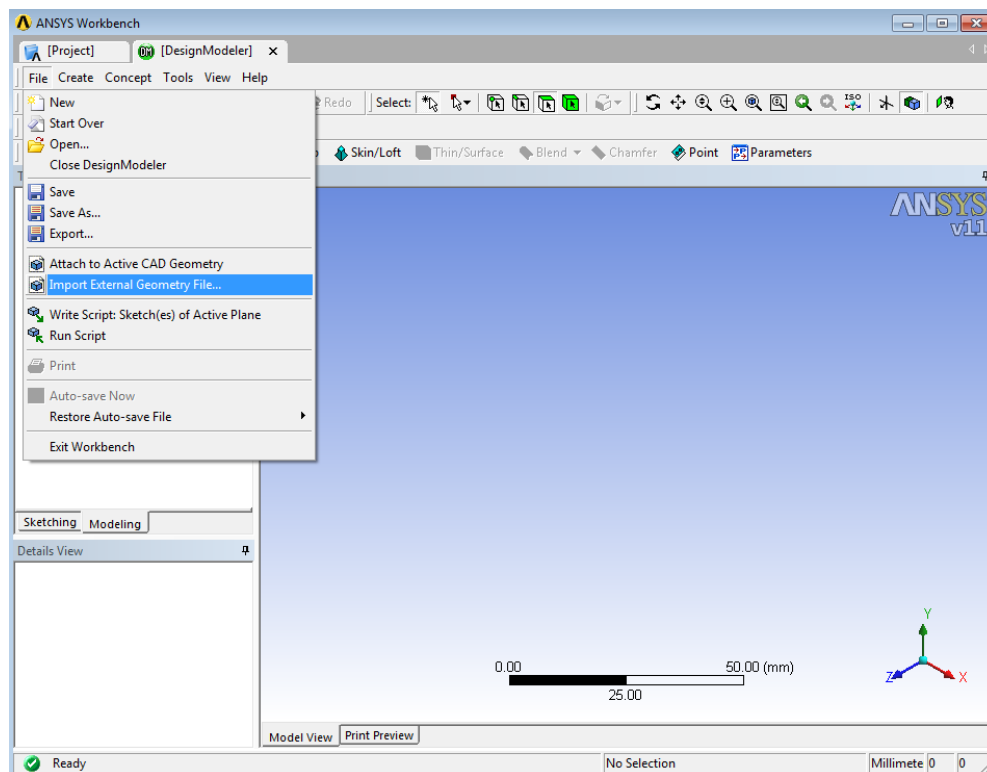


Figura 81: Proceso para importar geometría en ANSYS Workbench

En este punto cabe destacar que en un principio se realizó la importación de media figura tal y como se muestra en la figura 82. Se valoró la simetría que presenta la pieza y para optimizar los cálculos se optó por esta geometría.

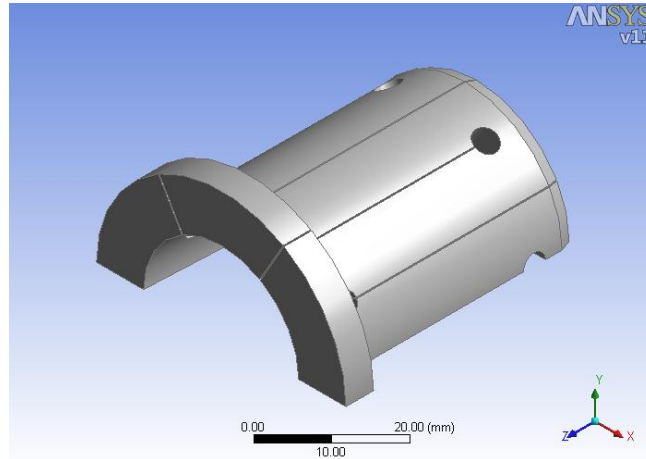


Figura 82: Primera geometría importada a ANSYS Workbench

No obstante esta solución se desechó ya que al realizar las primeras simulaciones se pudo observar que las deformaciones obtenidas en la pinza eran del todo erróneas. No se deformaba como debería físicamente y matemáticamente no daba valores ni para la tensión ni para la deformación iguales en puntos en los que deberían haberlo sido por estar sometida a fuerzas uniformemente distribuidas, como se puede observar en la figura 83.

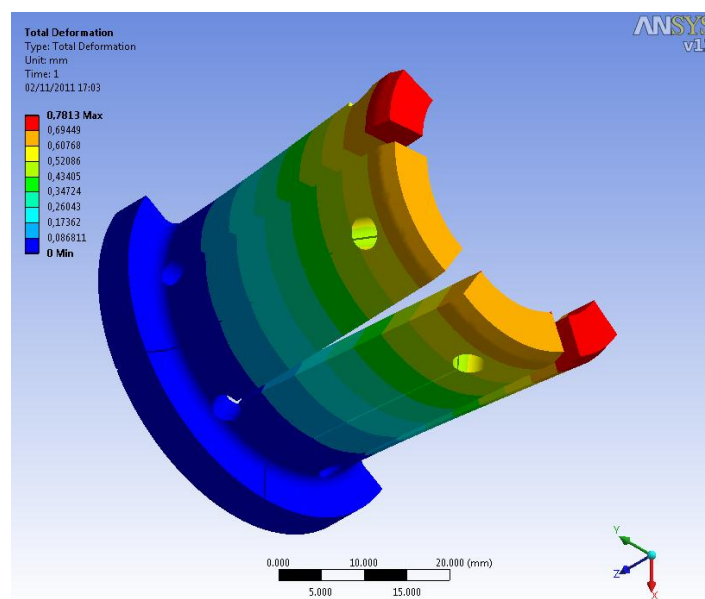


Figura 83: Distribución de la tensión equivalente de von Mises en la pinza utilizando simetría

Se atribuyó finalmente el fallo a que la propia geometría de la pinza era fundamental para el aguante de las fuerzas y no se podía realizar la simplificación por simetría. La conclusión llevó a realizar la importación de la pieza completa y realizar las simulaciones de esta manera, siendo finalmente la geometría la representada en la figura 84.

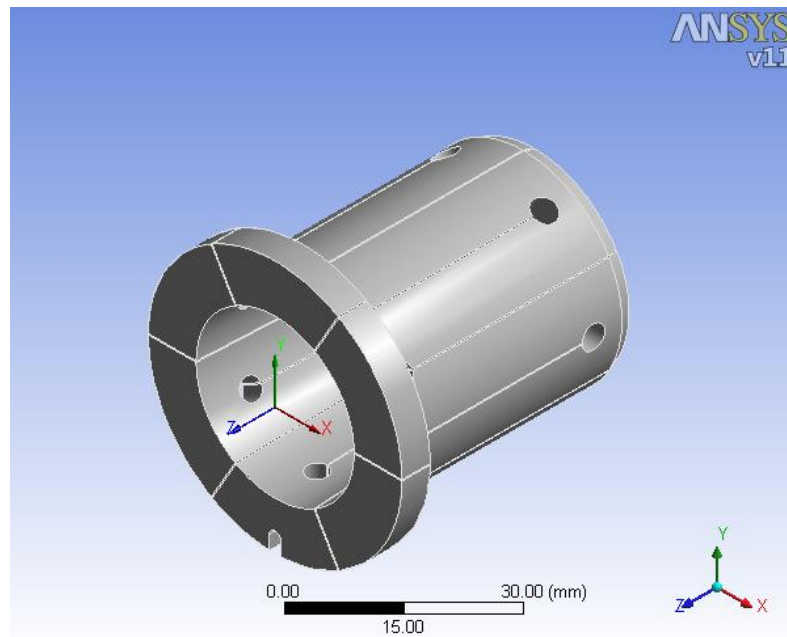


Figura 84: Geometría definitiva para el proceso de simulaciones en ANSYS Workbench

Con la geometría apta para el trabajo que se ha de realizar, el siguiente paso ha sido dotar a la misma de las propiedades que la convierten en la representación física del modelo de estudio. Para ello se han seleccionado los mismos que los utilizados en el proyecto de referencia [1], siendo estos los mostrados en la figura 85.

Data Overview		
Stainless Steel		
Structural		Add/Remove Properties
<input type="checkbox"/> Young's Modulus	1,93e+005 MPa	
<input type="checkbox"/> Poisson's Ratio	0,31	
<input type="checkbox"/> Density	7,75e-006 kg/mm ³	
<input type="checkbox"/> Thermal Expansion	1,7e-005 1/°C	
<input type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	1200, MPa	
<input type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	1200, MPa	
<input type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	4000, MPa	
<input type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	0, MPa	
Thermal		Add/Remove Properties
<input type="checkbox"/> Thermal Conductivity	1,51e-002 W/mm·°C	
<input type="checkbox"/> Specific Heat	480, J/kg·°C	
Electromagnetics		Add/Remove Properties
<input type="checkbox"/> Relative Permeability	10000	
<input type="checkbox"/> Resistivity	7,7e-004 Ohm-mm	

Figura 85: Propiedades del acero inoxidable empleado en la geometría de la pinza

Para los siguientes estudios es crítico prestar atención al valor del límite elástico también denominado límite de elasticidad y límite de fluencia, que en este caso se ha determinado para que tenga el siguiente valor:

$$\sigma_y = 1200MPa$$

El límite elástico es la tensión máxima que un material elástico puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes. Si se aplican tensiones superiores a este límite, el material experimenta deformaciones permanentes y no recupera su forma original al retirar las cargas. Si las tensiones ejercidas continúan aumentando el material alcanza su punto de fractura. El límite elástico marca, por tanto, el paso del campo elástico a la zona de fluencia.

Como se ha mencionado al inicio del apartado, con el presente proyecto se trata de representar el comportamiento de la pinza expansible bajo dos situaciones de trabajo:

(a) Se estudiará la máxima deformación que puede admitir la pinza basándose en la tensión que puede soportar antes de llegar a su límite elástico.

(b) Se analizará la fuerza mínima que debe ejercerse en la pinza para que ésta se deforme y pueda así realizar la sujeción de las piezas a mecanizar.

Con lo que para la realización del primer apartado habrá que tener especial atención en el valor asignado al límite de fluencia para no llegar al punto en el que la pinza se deforme plásticamente y no vuelva a su forma original perdiendo así su utilidad.

Cuando se tiene físicamente definida la pieza, el siguiente escalón nos lleva al mallado. Para la malla de la pinza expansible se ha seleccionado la figura del tetraedro. En este caso en particular y al ser el objeto de estudio únicamente la pinza y no poseer contactos con otros elementos, con lo que el tetraedro hubiese resultado más complicado de cara a la revisión de las uniones, la elección de este en el presente Proyecto Fin de Carrera, nos proporciona menor número de nodos para el estudio de la pinza, por lo que los cálculos se realizan de manera más eficiente.

Para establecer la malla que delimite los nodos de la pinza el proceso ha empezado por seleccionar la malla de tipo fino mostrada en la figura 86 que nos permite escoger ANSYS Workbench por defecto.

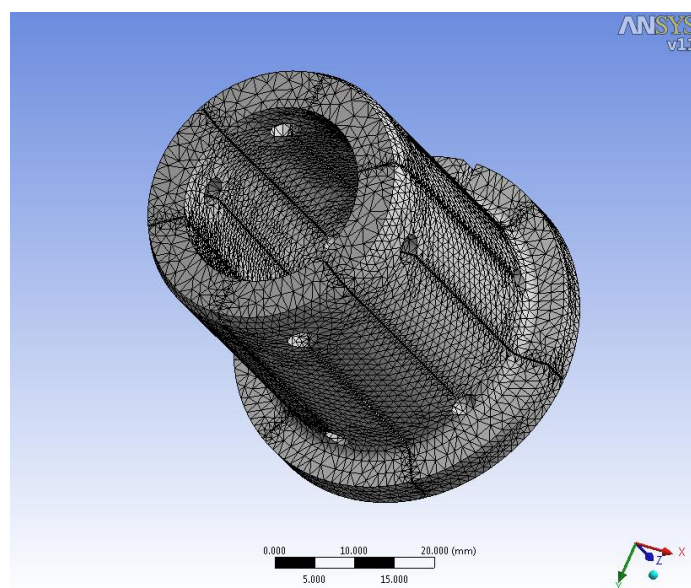


Figura 86: Malla fina por defecto en ANSYS Workbench

Una vez establecida, el siguiente paso ha sido la implementación de las cargas y restricciones que serán las encargadas de recrear la simulación del proceso que se va a estudiar con la pinza.

Las condiciones iniciales que se han seleccionado para un análisis estructural han sido:

- Carga de presión normal a la superficie interna de la pieza de valor definido en el desarrollo matemático representada en la figura 87.

$$P_{acc} = 2,84MPa$$

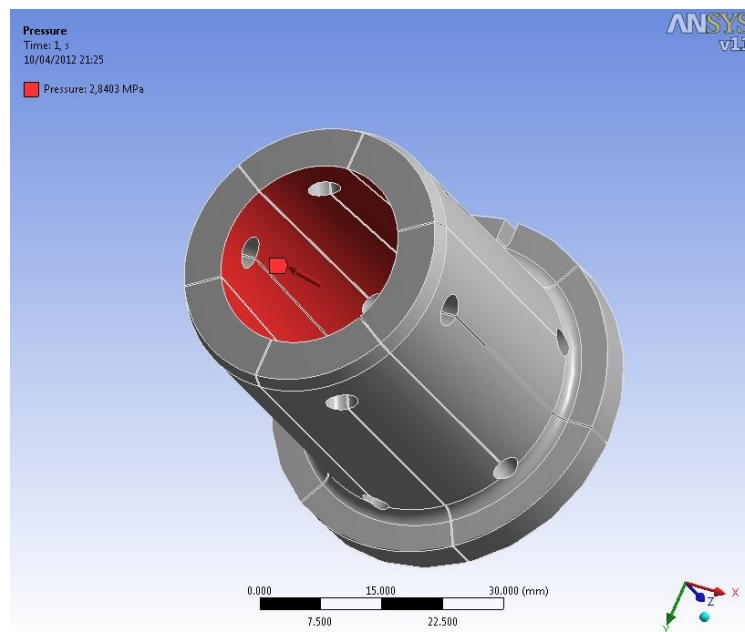


Figura 87: Carga de presión normal a la superficie interna de la pinza

- Carga fija representada en la figura 88, situada en la zona denominada a lo largo del proyecto como tope de la pinza que indica que a partir de esa superficie, la pieza queda fijada al mandril impidiéndose el movimiento a lo largo del eje axial de la pinza.

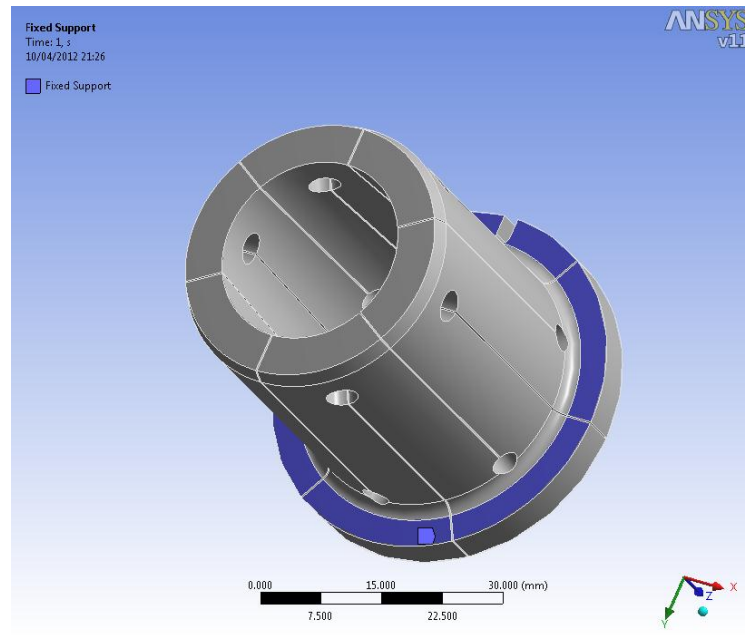


Figura 88: Carga fija

- Soporte elástico representado por medio de la figura 89 y que comprende toda la geometría deformable de la pinza expansible y que le define la rigidez con la que actúa. El valor está sacado de los manuales de RÖMH Ibérica [5] para pinzas de tipo ER.

$$K = 0,7 \text{ N/mm}^3$$

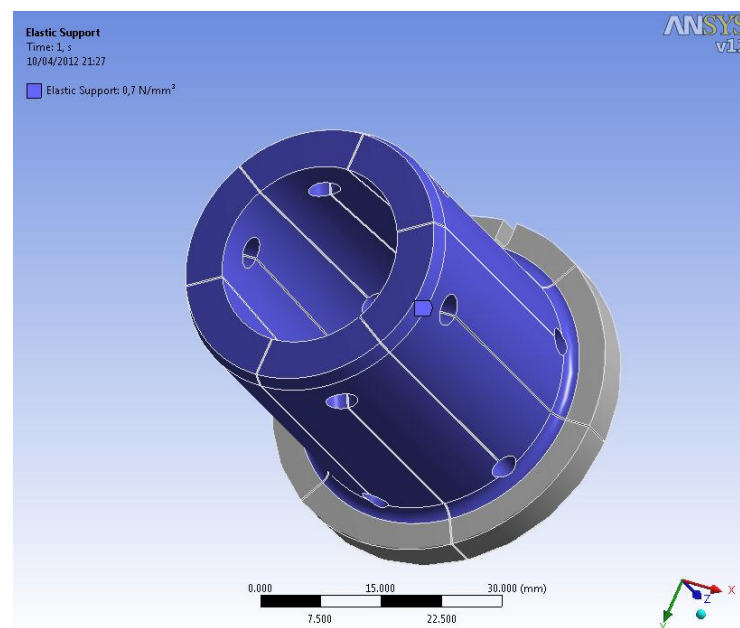


Figura 89: Soporte elástico definido para la pinza expansible

Una vez definidas las cargas y restricciones se realiza la primera simulación en la que se valorará si la solución obtenida es representativa del modelo de estudio y si converge o no la solución, con lo que se sabrá si las cargas y restricciones así como el tipo de mallado son correctos para el correcto devenir de los procesos a desarrollar.

Como parámetros de solución se han seleccionado:

- La tensión equivalente de von Mises en *MPa*, que como ya se ha mencionado con anterioridad se deberá cumplir siempre que sea inferior al límite elástico para no producir procesos de deformación permanente en la pieza e incluso su rotura.
- La deformación total en *mm* que sufre la pinza a lo largo de uno de los ejes coordenados.

Los resultados obtenidos para este primer análisis, mostrados en las figuras 90 y 91, han sido:

$$\sigma_{eq \text{ von Mises}} = 1086,4 \text{ MPa}$$

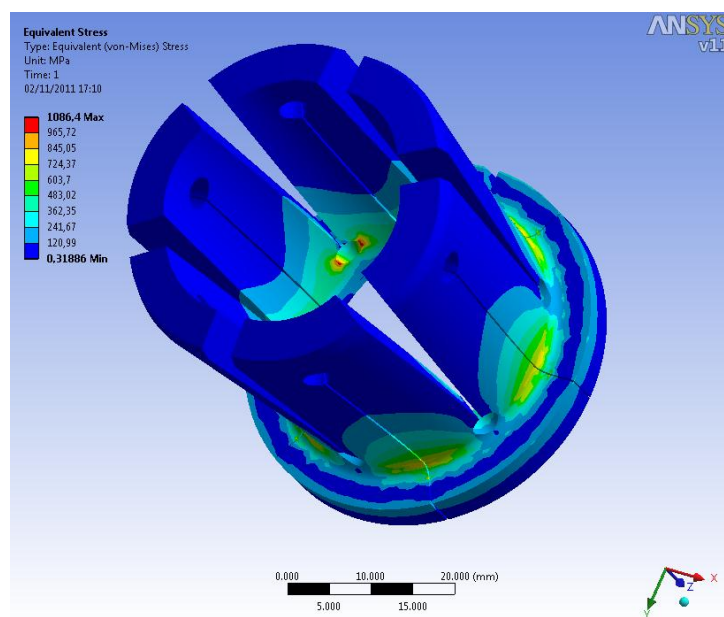


Figura 90: Distribución de la tensión equivalente de von Mises en la pinza expansible

$$\varepsilon_t = 0.69321mm$$

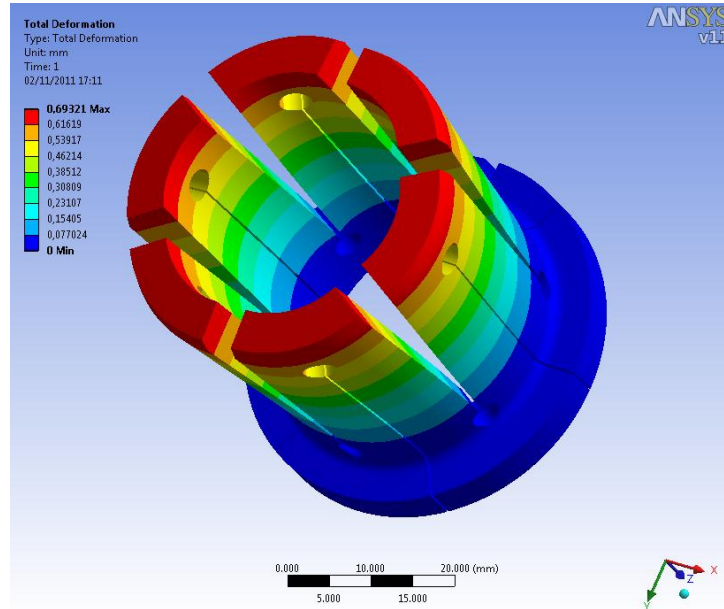


Figura 91: Distribución de la deformación total en la pinza expansible

El tiempo necesario para llevar a cabo este análisis ha sido de:

$$t_{\text{cálculo}} = 56s$$

Y la memoria utilizada por la computadora durante el proceso de simulación es de:

$$\eta = 184,597MB$$

Una vez obtenidos los resultados y habiendo constatado que la solución converge, se procede a realizar estos mismos cálculos para una serie de mallados más refinados. Se seleccionará aquel que aporte una solución más precisa sin tener que hacer una inversión excesiva respecto al resto ni de tiempo a la hora de realizar los análisis ni de memoria acaparada por el ordenador.

A continuación se muestran en la tabla 5 los resultados obtenidos en función del tamaño de malla seleccionado:

Tabla 5: Resultados obtenidos en ANSYS según el tamaño de mallado

Tamaño de malla (mm)	$\sigma_{eq\ von\ Mises} (MPa)$	ε_t (mm)	$t_{cálculo}$ (s)	η (MB)
0,9	1161,4	0,69516	97	267,655
0,8	1198,0	0,69569	137	335,976
0,7	1196,1	0,69635	144	352,213
0,6	1188,1	0,69579	141	274,010
0,5	1199,7	0,69702	200	433,601

Como se puede observar la diferencia entre los tiempos de cálculo y la memoria utilizada por el ordenador no es significativa para los distintos tamaños de malla empleados, con lo que se seleccionará el mallado conforme a la moda estadística eliminando previamente los valores máximo y mínimo de entre los obtenidos.

Siendo así, se obtiene finalmente que el tamaño de la malla a seleccionar es de $0,7mm$, con lo que se estudiarán 165936 elementos generados a partir de 290198 nodos, tal y como se puede ver en la figura 92.

Details of "Mesh"	
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Advanced	
Relevance Center	Fine
Element Size	0,7 mm
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
Statistics	
Nodes	290198
Elements	165936

Figura 92: Detalle del mallado de la pinza expansible en ANSYS Workbench

La primera conclusión a la que se llega simplemente mediante el proceso de selección de la malla es que los puntos críticos que alcanzan tensiones máximas y por los que la pinza puede llegar a la rotura, se encuentran en la zona interior de los orificios inferiores de la misma, tal y como se puede apreciar en la figura 93. Si se observa la distribución de estas tensiones máximas se puede predecir que el tipo de fractura que se generará será de tipo longitudinal y perpendicular al eje axial de la pieza. Además se puede ver también que la distribución de las tensiones obtenidas se corresponde a la forma de estrella tan característica en este tipo de pinzas expansibles.

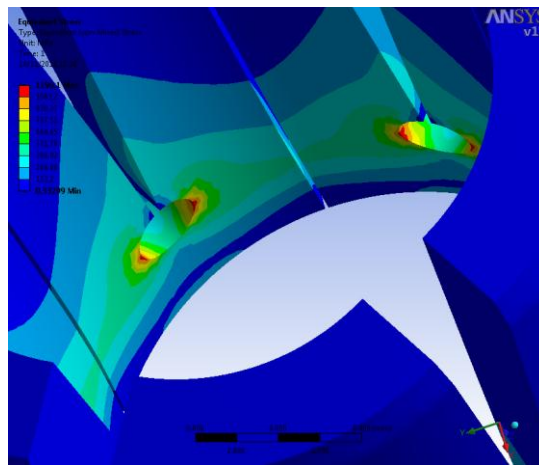


Figura 93: Detalle de la tensión máxima obtenida en la solución de ANSYS Workbench

También y como era de esperar debido al funcionamiento propio de la pinza expansible, se verifica que la parte superior de la misma, alcanza las máximas deformaciones permitiendo así el amarre de las piezas a mecanizar mientras que la zona inferior o tope apenas sufre deformación.

A continuación, tras el paso de la selección del mallado, se procede a la realización de los dos estudios que se desarrollan en el proyecto.

5.3.2 Máxima deformación que puede admitir la pinza expansible

Para ello se incrementará la fuerza de accionamiento F_{acc} en intervalos de $5N$ hasta que se llegue al punto en que la tensión máxima equivalente de von Mises sea mayor o igual al límite elástico, ya que si es mayor se produce deformación plástica en la pinza y si es igual se ha llegado al tope que puede soportar ya que a partir de ahí se entraría en zona de fluencia.

$$\sigma_{eq \text{ von Mises}} \geq \sigma_y \xrightarrow{\text{entonces}} \exists \text{ deformación elástica} \rightarrow \text{la pinza ya no es útil}$$

Se observa a continuación la tabla 6 con los resultados obtenidos en los que se representa la fuerza de accionamiento del mandril expansible, F_{acc} , la presión de accionamiento asociada a la misma, P_{acc} y los valores para las soluciones de la tensión máxima equivalente de von Mises, $\sigma_{eq \text{ von Mises}}$ y la deformación total de la pinza, ε_t .

Tabla 6: Soluciones obtenidas para la máxima deformación que puede sufrir la pinza

$F_{acc} (N)$	$P_{acc} (MPa)$	$\sigma_{eq \text{ von Mises}} (MPa)$	$\varepsilon_t (mm)$
9237,63	2,8403	1196,1	0,69635
9242,63	2,8418	1196,7	0,69673
9247,63	2,8433	1197,4	0,69710
9252,63	2,8449	1198,0	0,69748
9257,63	2,8464	1198,7	0,69786
9262,63	2,8480	1199,3	0,69824
9267,63	2,8498	1200,0	0,69861

Con lo que la máxima deformación total que puede alcanzar la pinza antes de que entre en la zona plástica de su curva tensión-deformación es de:

$$\varepsilon_t \text{ máxima} = 0.69861mm$$

5.3.3 Fuerza mínima que debe ejercerse en la pinza para que exista deformación

Se tratará en este apartado de establecer la fuerza de accionamiento mínima necesaria para que exista deformación en la pinza expansible y pueda así realizar la sujeción de piezas a mecanizar.

En este caso, se considera que la pinza empieza a amarrar cuando la deformación es mayor o igual a la tolerancia señalada en los planos para su diámetro de amarre, es decir:

$$\varepsilon_t \geq 0,01mm \xRightarrow{\text{entonces}} \exists \text{ la } \varepsilon \text{ necesaria para que se produzca el amarre}$$

Para realizar los cálculos de las fuerzas de accionamiento cada vez menores necesarias para las simulaciones se han seguido dos pautas.

Teniendo en cuenta que la fuerza de accionamiento F_{acc} , depende directamente de la fuerza de sujeción del mandril F_{spz} y esta a su vez de la fuerza del mandril sin tener en cuenta la rotación F_{spo} que se calcula entre otros parámetros a partir de la fuerza principal de corte F_c y sabiendo que esta se calculaba a partir de la ecuación:

$$F_c = s \cdot t \cdot k_c$$

Se procederá a disminuir el avance s de la herramienta en detrimentos de $0,01 \text{ mm/revolución}$ hasta llegar al mínimo valor especificado en la tabla de la presión específica de corte k_c para el material de mecanizado, que como se especificó en el desarrollo matemático era un acero C45. Como se puede observar en el detalle de la tabla 7, el mínimo valor para el avance será de $0,16 \text{ mm/revolución}$.

Tabla 7: Detalle de la tabla de presión específica de corte para aceros

Presión específica de corte con ángulo de posición de 45°								
Material		Dureza (KN/mm ²) - HBW	Avance (mm/rev)					
			0,16	0,25	0,4	0,63	1	1,6
Acero	C 45	0,67	3,05	2,8	2,6	2,4	2,2	2,05

Conforme se disminuye este valor, aumenta progresivamente el parámetro k_c , situación que se tiene en cuenta por medio del cálculo a partir de interpolaciones de los valores de la presión específica de corte correspondientes a cada uno de los valores del avance de la herramienta.

Una vez llegados al mínimo para el avance, lo que se hará será ir disminuyendo progresivamente el valor de la profundidad de pasada t en detrimentos de $0,3mm$ manteniendo constantes los otros dos parámetros que afectan a la fuerza principal de corte. De esta forma llegaremos finalmente a la mínima fuerza de accionamiento F_{acc} necesaria para efectuar una correcta sujeción de la pieza a mecanizar.

A continuación se muestran las tablas 8 y 9 en las que se exponen los resultados obtenidos para la deformación en cada una de las simulaciones realizadas en ANSYS Workbench para obtener finalmente la fuerza mínima de accionamiento que hace que la pinza expansible se deforme.

En la tabla 8 se encontrarán los valores para los distintos parámetros obtenidos mientras se efectuaba el decrecimiento del avance de la herramienta y en la tabla 9 los valores mientras se disminuía la profundidad de pasada.

Con lo que finalmente se llega a la conclusión de que la mínima fuerza de accionamiento en el mandril expansible necesaria para que se produzca una sujeción fiable de la pieza a mecanizar es de:

$$F_{acc} = 135,57N$$

Tabla 8: Tabla de deformaciones obtenidas en ANSYS Workbench disminuyendo el avance de la herramienta

$s \left(\frac{mm}{rev} \right)$	$k_c \left(\frac{KN}{mm^2} \right)$	$F_c (N)$	$F_{spo} (N)$	$F_{spz} (N)$	$F_{acc} (N)$	$P_{acc} (N)$	$\varepsilon_t (mm)$
0,50	2,51	6250,00	332446,94	531441,36	9237,63	2,8403	0,69635
0,49	2,52	6178,26	327321,74	523241,04	9095,08	2,7964	0,68560
0,48	2,53	6073,04	321747,36	514322,04	8940,05	2,7488	0,67393
0,47	2,54	5966,96	316126,92	505329,33	8783,74	2,7007	0,66213
0,46	2,55	5860,00	310460,41	496262,91	8626,14	2,6523	0,65027
0,45	2,56	5752,17	304747,83	487122,78	8467,27	2,6034	0,63828
0,44	2,57	5643,48	298989,17	477908,93	8307,11	2,5542	0,62622
0,43	2,57	5533,91	293184,45	468621,38	8145,67	2,5045	0,61403
0,42	2,58	5423,48	287333,66	459260,12	7982,95	2,4545	0,60177
0,41	2,59	5312,17	281436,81	449825,14	7818,95	2,4041	0,58942
0,40	2,60	5200,00	275493,88	440316,46	7653,67	2,3533	0,57696
0,39	2,61	5096,00	269984,00	431500,66	7500,43	2,3061	0,56539
0,38	2,63	4990,67	264403,48	422571,83	7345,23	2,2584	0,55369
0,37	2,64	4884,00	258752,33	413529,98	7188,06	2,2101	0,54185
0,36	2,65	4776,00	253030,53	404375,10	7028,93	2,1612	0,52986
0,35	2,67	4666,67	247238,10	395107,21	6867,83	2,1116	0,51770
0,34	2,68	4556,00	241375,02	385726,29	6704,77	2,0615	0,50542
0,33	2,69	4444,00	235441,31	376232,34	6539,75	2,0108	0,49299
0,32	2,71	4330,67	229436,95	366625,38	6372,76	1,9594	0,48039
0,31	2,72	4216,00	223361,96	356905,39	6203,80	1,9075	0,46766
0,30	2,73	4100,00	217216,33	347072,38	6032,88	1,8549	0,45477
0,29	2,75	3982,67	211000,05	337126,34	5860,00	1,8018	0,44175
0,28	2,76	3864,00	204713,14	327067,28	5685,15	1,7480	0,42856
0,27	2,77	3744,00	198355,59	316895,20	5508,34	1,6936	0,41522
0,26	2,79	3622,67	191927,40	306610,10	5329,56	1,6387	0,40176
0,25	2,80	3500,00	185428,57	296211,97	5148,82	1,5831	0,38813
0,24	2,83	3393,33	179777,41	287170,12	4991,65	1,5348	0,37629
0,23	2,86	3283,89	173979,09	277892,80	4830,39	1,4852	0,36413
0,22	2,88	3171,67	168033,61	268380,02	4665,04	1,4343	0,35165
0,21	2,91	3056,67	161940,95	258631,78	4495,59	1,3822	0,33888
0,20	2,94	2938,89	155701,13	248648,07	4322,05	1,3289	0,32581
0,19	2,97	2818,33	149314,15	238428,89	4144,42	1,2743	0,31242
0,18	2,99	2695,00	142780,00	227974,26	3962,70	1,2184	0,29872
0,17	3,02	2568,89	136098,68	217284,15	3776,88	1,1613	0,28472
0,16	3,05	2440,00	129270,20	206358,58	3586,97	1,1029	0,27040

Tabla 9: Tabla de deformaciones obtenidas en ANSYS Workbench disminuyendo la profundidad de pasada de la herramienta

t (mm)	F_c (N)	F_{spo} (N)	F_{spz} (N)	F_{acc} (N)	P_{acc} (N)	ε_t (mm)
4,70	2294	121513,99	193948,64	3371,26	1,0365	0,25412
4,40	2147	113757,78	181538,70	3155,54	0,9702	0,23787
4,10	2001	106001,57	169128,76	2939,83	0,9039	0,22161
3,80	1854	98245,36	156718,82	2724,12	0,8376	0,20536
3,50	1708	90489,14	144308,88	2508,41	0,7713	0,18910
3,20	1562	82732,93	131898,94	2292,69	0,7049	0,17282
2,90	1415	74976,72	119489,00	2076,98	0,6386	0,15657
2,60	1269	67220,51	107079,06	1861,27	0,5723	0,14031
2,30	1122	59464,29	94669,13	1645,56	0,5060	0,12406
2,00	976	51708,08	82259,19	1429,85	0,4396	0,10778
1,70	830	43951,87	69849,25	1214,13	0,3733	0,09152
1,40	683	36195,66	57439,31	998,42	0,3070	0,07544
1,10	537	28439,44	45029,37	782,71	0,2407	0,05901
0,80	390	20683,23	32619,43	567,00	0,1743	0,04273
0,70	342	18097,83	28482,78	495,09	0,1522	0,03732
0,65	317	16805,13	26414,46	459,14	0,1412	0,03486
0,60	293	15512,42	24346,13	423,19	0,1301	0,03190
0,55	268	14219,72	22277,81	387,24	0,1191	0,02920
0,50	244	12927,02	20209,49	351,29	0,1080	0,02648
0,40	195	10341,62	16072,84	279,38	0,0859	0,02106
0,30	146	7756,21	11936,19	207,48	0,0638	0,01564
0,20	98	5170,81	7799,55	135,57	0,0417	0,01022

5.4 Presentación de resultados en Matlab

En esta última parte del desarrollo del proyecto se hará un análisis de los datos obtenidos para los dos tipos de estudio que se han realizado sobre la pinza del mandril expansible.

Para ello se han recogido los resultados vertidos por ANSYS Workbench en las simulaciones realizadas y se han elaborado unas gráficas que definirán como es el comportamiento de la pieza de estudio. Las gráficas se han elaborado, tal y como se mencionó en el apartado de Metodología mediante el software matemático MATLAB en su versión R2009b.

5.4.1 Máxima deformación que puede admitir la pinza expansible

Se muestran a continuación las gráficas 94 y 95 en las que se representan la presión de accionamiento ejercida sobre la pinza expansible respecto a la máxima tensión equivalente de von Mises y respecto a la máxima deformación sufrida por la pieza.

Con el primero de los dos gráficos se puede observar como la tensión sufrida por la pinza es linealmente dependiente al aumento de la presión de accionamiento hasta que llegamos a los 1200MPa, punto donde se fijaba el límite elástico.

Si se toma:

$$x = P_{acc} (MPa)$$

$$y = \sigma_{máx.eq \text{ von Mises}} (MPa)$$

Entonces la ecuación que define la dependencia entre ambos valores es:

$$y = 4.2 \cdot 10^2 \cdot x - 8.8$$

Tal y como queda representado en la figura 94.

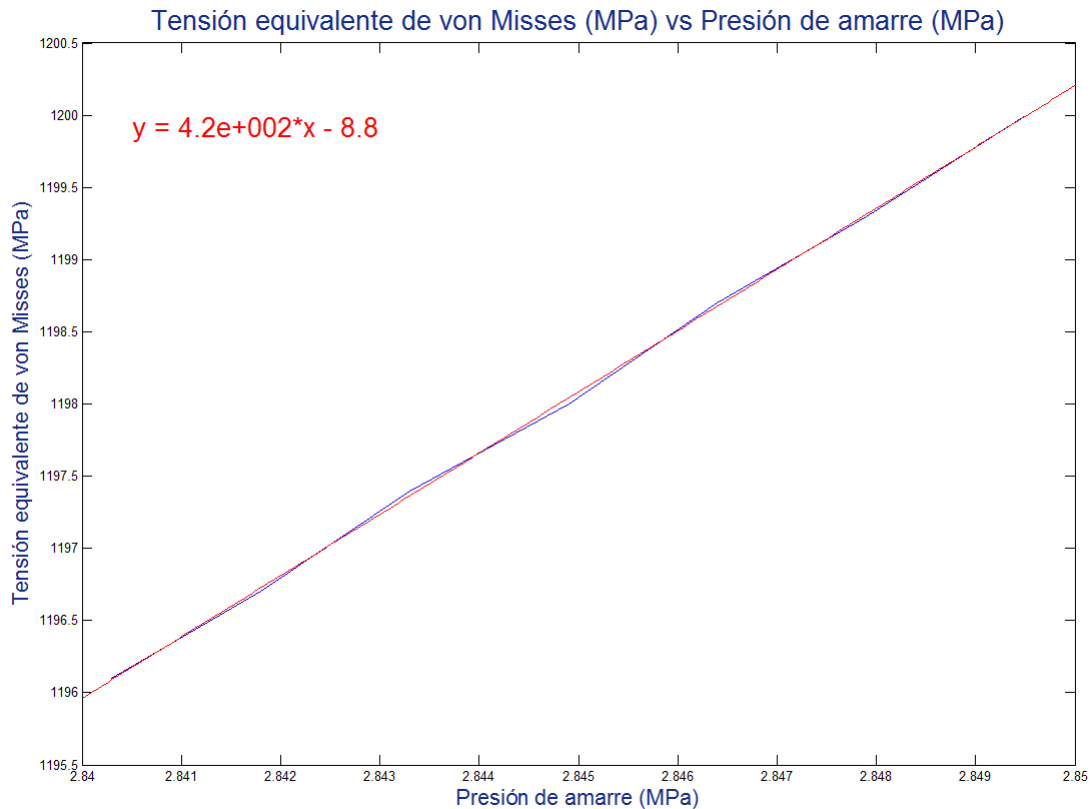


Figura 94: Presión de accionamiento vs máxima tensión equivalente de von Mises

La segunda representación muestra el valor de la deformación total de la pinza expansible respecto a la presión de accionamiento.

Ya se ha definido mediante los procesos de simulación en ANSYS Workbench cuál es la máxima deformación admisible en la pieza, pero gracias a la ecuación de ajuste del comportamiento lineal entre la deformación y presión ejercida, se podrá determinar qué cantidad de fuerza de accionamiento se debe ejercer sobre el mandril expansible para alcanzar una determinada deformación en la pinza, ya que una de las características principales de este tipo de herramienta es la capacidad para sujetar piezas a torneear de diámetros que vayan desde el diámetro de amarre más su tolerancia hasta ese diámetro más la máxima deformación admisible antes de alcanzar la zona de deformación plástica de la pinza.

De este modo, se puede indicar que la pinza expansible diseñada y estudiada en el presente proyecto, podrá mecanizar piezas cuyos diámetros estén contenidos entre:

$$D_f + t < D_a(mm) < D_f + \varepsilon_{t \text{ máxima}}$$

$D_f = 35mm$: *diámetro de amarre de la pinza expansible*

$t = 0.01mm$: *tolerancia de la pinza expansible*

$\varepsilon_{t \text{ máxima}} = 0.69861mm$: *máxima deformación admisible*

Con lo que se podrán mecanizar piezas que tengan un ratio de diámetros entre:

$$35,01 < D_a(mm) < 35,69861$$

Para registrar este comportamiento se han de tener en cuenta dos ecuaciones.

Para presiones menores a la presión de accionamiento y hasta que se alcance una deformación total de valor igual al de la tolerancia de la pinza, se deberá registrar el comportamiento en la segunda parte de los resultados que se verá posteriormente.

La primera ecuación definirá el intervalo desde la presión de accionamiento definida en el desarrollo matemático en adelante, hasta que se alcance la máxima deformación admitida por la pinza, que será la que se represente a continuación.

Así, si denominamos:

$$x = P_{acc} (MPa)$$

$$y = \varepsilon_t (mm)$$

Entonces la ecuación que define la dependencia entre ambos valores es:

$y = 0.25 \cdot x - 0.0027$

Siempre que: $2,8403 \leq x = P_{acc} (MPa) < 2,8498$

O lo que es lo mismo: $9237,63 \leq F_{acc}(N) < 9267,63$

Tal y como queda representado en la figura 95.

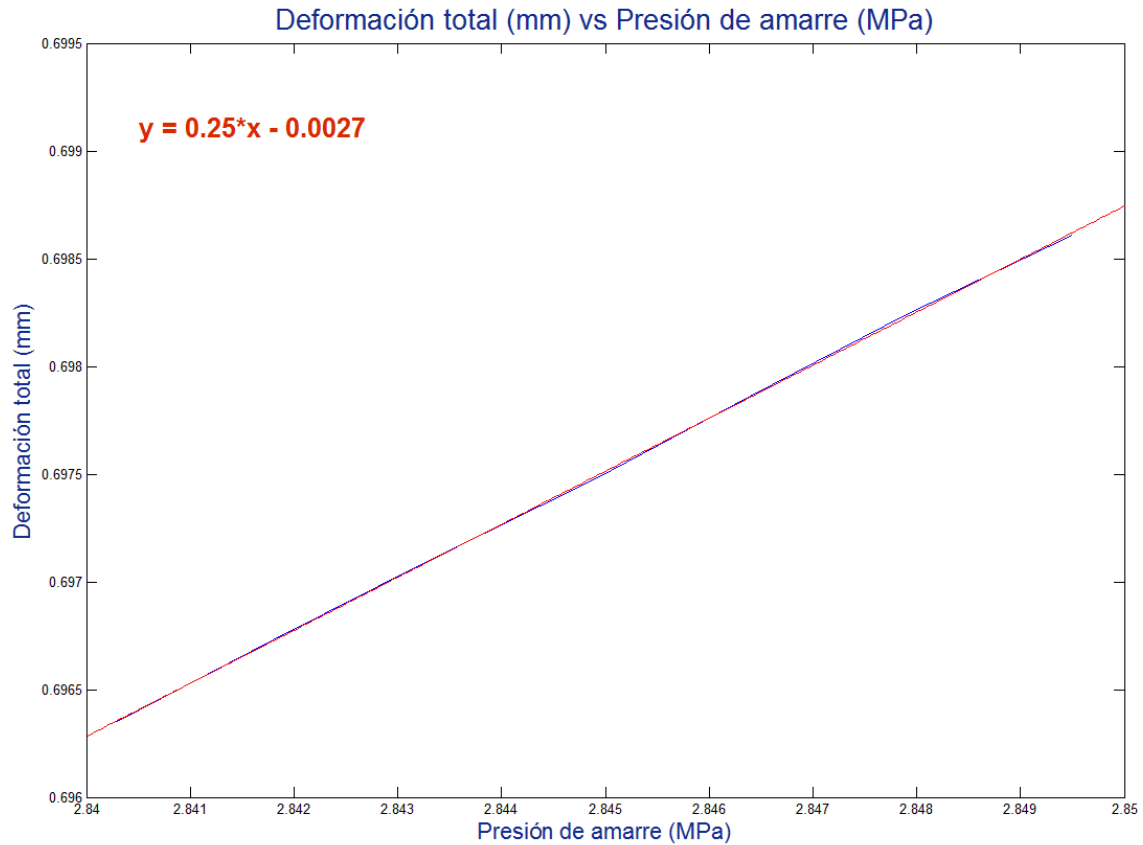


Figura 95: Presión de accionamiento vs máxima deformación total

5.4.2 Fuerza mínima que debe ejercerse en la pinza para que exista deformación

En este caso valorar la relación entre la presión de accionamiento y la máxima tensión equivalente de von Mises no tiene cabida ya que como se trabaja disminuyendo la fuerza de accionamiento y por ende la presión y como se ha observado en el apartado anterior, existe una relación lineal entre el crecimiento de una y la otra, es lógica la suposición que a menor presión se obtienen menores tensiones que no afectan al correcto funcionamiento de la pieza, ya que esta se aleja cada vez más de la zona de fluencia y por tanto, del fallo por rotura.

Se procederá al estudio de la deformación total de la pinza expansible respecto a la presión de accionamiento, que como se sabe están relacionadas mediante la siguiente ecuación:

$$P_{acc} = \frac{F_{acc}}{A}$$

Ya se llegó en el desarrollo de las simulaciones a que la fuerza mínima que se debe ejercer para que exista deformación y por tanto la pinza amarre la pieza a mecanizar era de:

$$F_{acc} = 135,57N$$

Lo que se pretende en este estudio y como ya se ha comentado en la primera parte, es establecer cuanto se deforma la pinza en función de la fuerza o presión de accionamiento, finalizando así la representación en ecuaciones del comportamiento de la misma dentro del rango de aperturas mencionado con anterioridad.

En este caso, si tomamos nuevamente:

$$x = P_{acc} (MPa)$$

$$y = \varepsilon_t (mm)$$

Entonces la ecuación que define la dependencia entre ambos valores es:

$$y = 0.25 \cdot x + 8.4 \cdot 10^{-7}$$

Siempre que: $0,0417 < x = P_{acc} (MPa) < 2,8403$

O lo que es lo mismo: $135,57 < F_{acc} (N) < 9237,63$

Tal y como queda representado en la figura 96.

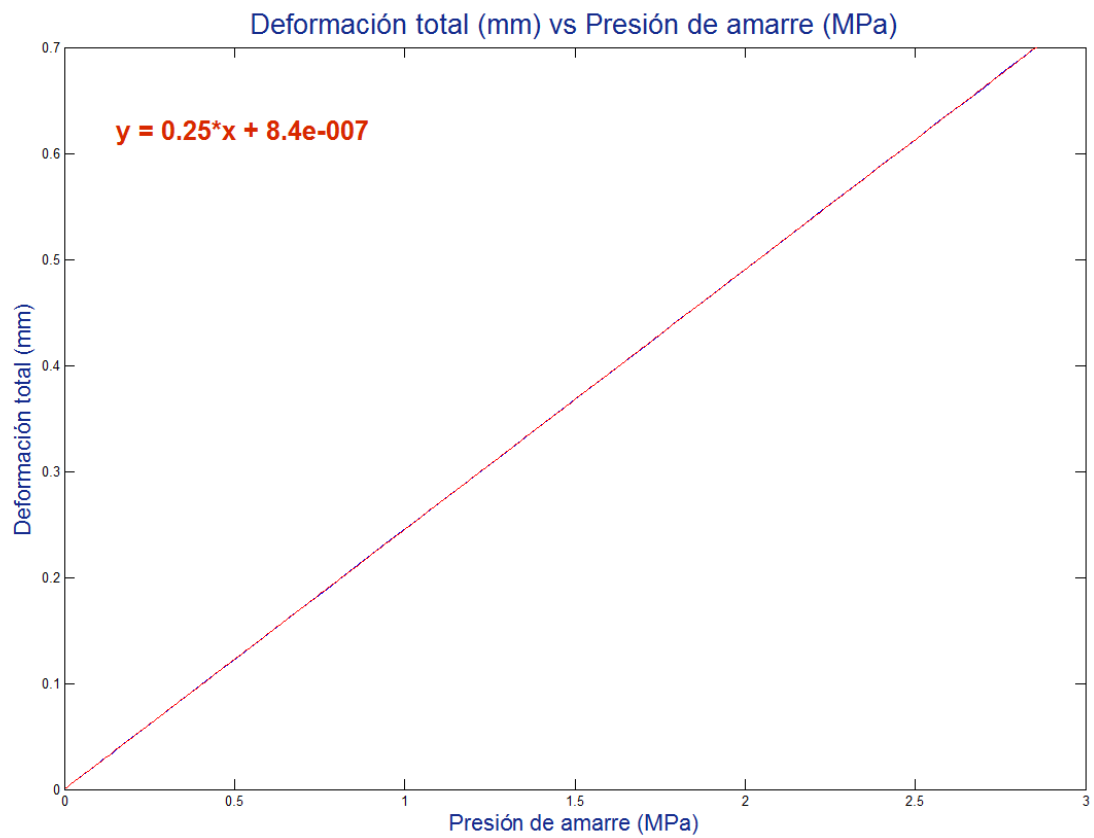


Figura 96: Presión de accionamiento vs máxima deformación total

Capítulo 6

Presupuesto



6.1 Información del Proyecto Fin de Carrera

A lo largo del presente capítulo se establecerán los costes que ha supuesto la realización del Proyecto Fin de Carrera.

Para ello previamente se dará la información básica que define el proyecto para pasar posteriormente a definir el desglose presupuestario del mismo, incluyendo los gastos de personal, los de equipos y licencias, desplazamientos y presentación y los costes indirectos generados de los mismos.

Título del proyecto

Modelado y análisis de un sistema de sujeción. Aplicación a una pinza expansible

Postulante principal

María Valera Martín

Directores del proyecto

Higinio Rubio Alonso

Enrique Soriano Heras

Institución promotora de la investigación

Universidad Carlos III de Madrid

Coste total imputable al proyecto

17.689,97 €

Descripción del proyecto

Se ha modelado un sistema de sujeción mediante mandril para sistemas de torneado de alto rendimiento. Posteriormente se ha realizado un análisis estático mediante elementos finitos de la pieza más crítica del mismo, la pinza expansible, para determinar las curvas de rigidez de la misma y evaluar la máxima presión de amarre a la que se puede someter sin poner en riesgo sus propiedades elásticas y de funcionamiento.

6.2 Coste de personal

Se estimará aquí el coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. Se tendrá en cuenta para la evaluación, la capacitación profesional de cada uno de los miembros del equipo, distinguiendo entre los directores del proyecto y la autora del mismo, siendo Ingenieros Sénior e Ingeniera respectivamente.

Tabla 10: Presupuesto de personal

Apellidos, Nombre	Categoría	Dedicación (h/mes)	Duración Proyecto (meses)	Salario Medio Mensual según Categoría (€)	Salario Medio por hora según Categoría (€)	Dedicación Total (h)	Coste Total por Miembro del Equipo (€)
Consultor	Ingeniero Senior	8	10	2650	16,56	80	1325,00
Valera Martín, María	Ingeniera	60	8	1965	12,28	480	5895,00
Valera Martín, María	Redactora documentalista	60	2	1250	7,81	120	937,50

Coste Total (€)	8157,50
------------------------	----------------

6.3 Costes de equipos y licencias

Se expondrá en este apartado la amortización del conjunto de equipos técnicos empleados en la realización del proyecto así como el coste empleado en los paquetes de software utilizados para su desarrollo. Se tendrá en cuenta que las licencias de los programas utilizados se han alquilado por periodo de un año completo.

Tabla 11: Presupuesto de equipos y licencias

Descripción	Coste (€)	Uso dedicado para el proyecto (%)	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste imputable (€)
PC Sobremesa	1200	75	6	24	225,00
Impresora	320	50	1	24	6,67
Pro/ENGINEER	9015	50	2	12	751,25
ANSYS Workbench	45700	50	3	12	5712,50
Matlab R2009b	6045	80	1	12	403,00
Office 2010 Profesional	550	50	3	24	34,38

Coste Total (€) 7132,79

6.4 Otros costes directos imputables al proyecto

Se establecen en este apartado los costes generales que faltan por detallar que son imputables al presupuesto del proyecto, tales como los desplazamientos, la impresión de documentos o el soporte informático necesario durante el desarrollo del mismo.

Tabla 12: Presupuesto de otros costes directos

Descripción	Coste imputable (€)
Desplazamientos	318
Impresión de documentos	450
Soporte informático	23,5
Coste Total (€)	791,5

6.5 Resumen de costes totales

Se detalla finalmente el presupuesto destinado a la ejecución del presente Proyecto Fin de Carrera con el resumen de todos los costes imputables al mismo, tanto directos como indirectos, tasándose estos últimos en un 10% de los costes directos. Estos representan gastos tales como electricidad, líneas telefónicas o ADSL.

Tabla 13: Resumen de los costes totales imputables al proyecto

Descripción de Costes	Coste imputable (€)
Personal	8157,50
Equipo y licencias	7132,79
Otros costes directos	791,50
Costes Indirectos	1608,18
Coste Total Imputable al Proyecto Fin de Carrera (€)	17689,97



Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

7.1 Conclusiones

En el ámbito industrial, actualmente es fundamental para poder competir en el campo de la excelencia, que exista un ahorro energético y por lo tanto económico, tanto con las técnicas empleadas hasta el momento como respecto a la competencia directa del sector. Igualmente es necesario que la productividad, bien entendida como el indicador de eficiencia que relaciona la cantidad de producto utilizado con la cantidad de producción obtenida o como la relación entre los resultados y el tiempo utilizado para obtenerlos, marque la diferencia entre nuestra empresa y el resto.

De ahí la importancia del estudio de mandriles expansibles para centros de torneado con carga automática y en células flexibles de mecanizado, ya que puede suponer la diferencia entre nuestra firma y las que cuentan con sistemas de platos de garras tradicionales.

Como se ha descrito a lo largo de este proyecto, se ha aplicado un modelo analítico de las fuerzas actuantes sobre los mandriles expansibles [1] [2] a la simulación de una

de las partes fundamentales del citado sistema mecánico, la pinza expansible, bajo una serie de condiciones de trabajo.

Llegados a este punto se puede concluir que los objetivos primordiales que se querían alcanzar al comienzo de este proyecto fin de carrera, tales como el modelado del mandril, el análisis por elementos finitos de la pieza más crítica del mismo, la determinación de la máxima fuerza de accionamiento que puede soportar la misma según el diseño propuesto o la creación de las curvas de rigidez, todo ello generado mediante procesos de simulación realista, se han cumplido satisfactoriamente.

Respecto a los resultados vertidos en las simulaciones cabe destacar, como principales conclusiones que:

- Tanto las tensiones sufridas por la pinza como las deformaciones a las que se ve sometida son linealmente proporcionales a la fuerza de accionamiento que se ha de ejercer sobre el mandril expansible.
- Debido a que el mandril bajo carga tiene un comportamiento elástico lineal y esto da la posibilidad de generar ecuaciones que indiquen de forma fiable el comportamiento del mismo, se podrán optimizar los procesos para salvaguardar la integridad del útil más crítico, la pinza expansible, al ser el que soporta la pieza a mecanizar y el que sufre las mayores deformaciones. Se puede conocer la máxima fuerza de accionamiento a aplicar al mandril para no sobrepasar ni poner al límite las tensiones que pueda soportar la pieza y no entrar así en la zona donde dejaría de tener un comportamiento elástico para pasar a sufrir deformaciones irreversibles e incluso que se pueda producir la rotura de la misma.
- Siguiendo con el tema de las tensiones máximas que puede soportar la pinza, cabe señalar la utilidad de las simulaciones realizadas para situar con exactitud los puntos críticos a la hora en que se produzca la rotura de la herramienta y la forma en la que se producirá la misma. En el diseño desarrollado, los puntos críticos los forman cada uno de los orificios inferiores creados para la

generación física de las hendiduras. Es ahí donde la pinza expansible sufrirá las mayores concentraciones de tensiones y lo más probable es que la fractura se presente en esta zona, con forma longitudinal y en dirección perpendicular al eje axial de la pieza.

- Entrando en el campo de las deformaciones, los procesos de simulación a los que se ha sometido la pieza de estudio, han permitido obtener un modelo analítico para determinar que deformación total sufrirá la pinza, bajo cualquier carga que esté en el rango dentro del cual no se pone en riesgo a la misma. Esto supone una gran ventaja para la automatización del proceso de torneado ya que se sabrá exactamente la fuerza de accionamiento que se ha de aplicar al mandril expansible para que pueda sujetar la pieza a mecanizar, dependiendo del diámetro que tenga la misma.
- El proceso de simulación y el posterior análisis de los datos vertidos por él serán fundamentales a la hora del siguiente paso en el diseño del mandril, la creación física de la pieza y los ensayos en laboratorio, ya que supone un conocimiento previo del comportamiento de la misma, con lo que se puede hacer un ahorro tanto temporal como económico y trabajar dentro de unos límites más seguros en las pruebas que se han de realizar.

Respecto a la aplicación del modelo analítico para la obtención de fuerzas y su posterior aplicación para la obtención de resultados, se debe tener en cuenta que:

- Tal y como se indicó en trabajos anteriores [1] [2] a lo largo del estudio del presente proyecto, al contrario que en el caso del amarre exterior con platos de garras, la fuerza centrífuga debida a la rotación propia de las operaciones de torneado no tiene una influencia negativa, lo que se traduce en el aprovechamiento óptimo de la capacidad de giro de los husillos de las máquinas, permitiendo de esta forma utilizar altas velocidades de corte y disminuyendo el tiempo de contacto entre la pieza a mecanizar y la herramienta. Esto significa

una reducción de temperatura en la zona del mecanizado y por lo tanto una mayor duración del filo de la herramienta.

- El poder aumentar la velocidad de corte de manera significativa implica un ahorro energético importante y un aumento en la producción. Otra opción que se puede barajar es mantener las condiciones de avance con lo que se reducen las carreras en los accionamientos de las máquinas y se consiguen así cambios más rápidos de piezas y menores costes energéticos.
- Una vez realizado el análisis de los datos arrojados por las simulaciones, en cuanto a las máximas fuerzas de accionamiento admisible por la pinza expansible, se ha observado que no dista demasiado de la fuerza de accionamiento inicial. Esto es consecuencia directa del procesado matemático realizado en etapas anteriores [1] [2], en el que las fuerzas que se evaluaron para el funcionamiento del mismo estaban sobredimensionadas, con lo que se ha realizado un sobredimensionamiento del sistema.

7.2 Trabajos futuros

Como trabajos futuros al presente proyecto se propone:

- Rediseñar el mandril expansible de acuerdo con las fuerzas que se obtienen del modelo analítico, consiguiendo así una optimización del diseño.
- Generar de nuevo los estudios que permitan obtener valoraciones previas sobre las máximas fuerzas de accionamiento que el sistema pueda soportar de cara a futuros ensayos en laboratorio.
- Igualmente, crear de nuevo el ratio de apertura que pueda llegar a tener la pinza expansible para así saber tanto el rango de piezas que se pueda mecanizar con el mismo útil así como la fuerza necesaria para amarrar las piezas a mecanizar.
- Una vez obtenido el nuevo diseño, de cara a una fabricación física del modelo, habría que analizar:
 - ▶ Los desequilibrios en el mandril expansible debidos a piezas de trabajo no simétricas.
 - ▶ La influencia del peso de las piezas a mecanizar en el mandril.
 - ▶ La influencia del mandril expansible en la precisión de las piezas de trabajo.
 - ▶ Generar los análisis dinámicos que determinen el comportamiento del mandril cuando la pinza ya ha producido el contacto inicial con la pieza a mecanizar.

Así mismo y dado que la ingeniería es un campo en continuo desarrollo, no faltarán los diseños de nuevos modelos de pinzas destinados a aumentar su duración disminuyendo los costes y el estudio de nuevos materiales para la fabricación de mejores mandriles expansibles.



Referencias

(a) Bibliografía

[1] E. SORIANO, *Diseño y análisis de un mandril expansible*, Tesis Fin de Máster, Universidad Carlos III de Madrid, Año 2010.

[2] E.SORIANO, M. B. RAMÍREZ, H. RUBIO, “*Model for Determining the Clamping Force in Expanding Mandrels for High-Speed Turning*” IREME: International Review of Mechanical Engineering. Vol. 6, N. 3 Part A. March 2012.

[3] *Sistemas de Producción. Mecanizado*. Departamento de Materiales y Producción Aeroespacial. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Aeronáuticos – UPM. Año 2007.

[4] H. APPOLD, K. FEILER, A. REINHARD, P. SCHMIDT, *Tecnología de los metales*, Reverté, ISBN: 84-291-6014-0. Año 1994.

[5] RÖHM GMBH. Útiles de sujeción, catálogo grupo de productos 6 y 7. Año 2012.

[6] A. CARNICERO, *Introducción al método de los elementos finitos*, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba. Año 2011.

[7] COURANT, *Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations*, Bulletin of American Mathematical Society, Vol. 49, Pág 1-43, Año 1943.

[8] TURNER, CLOUGH, MARTIN, TOPP, *Stiffness and deflection analysis of complex structures*, Journal of Aeronautical Sciences, 23, Pág 805-824, Año 1956.

[9] ODEN, *Some aspects of recent contributions to the mathematical theory of finite elements*, Advances in Computational Methods in Structural Mechanics and Design, University of Alabama Press, Huntsville, Año 1972.

[10] J. S. PRZEMIENIECKI, *Theory of Matrix Structural Analysis*, Mc Graw-Hill, ISBN: 04-866-4948-2. Año 1966.

[11] ZIENKIEWICZ, HOLISTER, *Stress Analysis*, John Wiley, London, Año 1966.

[12] ZIENKIEWICZ, CHEUNG, *The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics*, Mc Graw-Hill, London, Año 1967.

[13] ZIENKIEWICZ, TAYLOR, *El método de los Elementos Finitos*, Mc Graw-Hill, CIMNE, Barcelona, Año 1994.

[14] D. ARRIBAS, *Análisis de rodamientos por el Método de los Elementos Finitos*, Proyecto Fin de Máster, Universidad Carlos III de Madrid, Año 2009.

[15] *Modelamiento mediante elementos finitos*, Departamento de Postgrado en estructuras, Universidad Nacional de Colombia.

[16] PTC Corporation, *Catálogo Pro/ENGINEER*, Año 2007.

[17] KOFI NYAMEKYE, SAI S. MUDIAM, *A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, issue 7, 285-291, Año 1992.

[18] M. RAHMAN, M. TSUTSUMI, *Effect of spindle speed on clamping force in turning*, Journal of Material Processing Technology, issue 38, 407-416, Año 1993.

[19] M.F.WALTER, J.E.STÄHL, *The connection between cutting and clamping forces in turning*, International Journal of Machine Tools and Manufacturing, vol. 34, 991-1003, Año 1994.

(b) *Normativa*

- *DIN 6343*: Druck-Spannzangen. Deutsches Institut für Normung. Berlin, (1993)
- *EN 1550*: Machine-tools safety: Safety requirements for the design and construction of work holding chucks (2008)
- *Directiva 2009/127/CE*. Directiva máquinas. Diario Oficial de la Unión Europea, Noviembre, 2009
- *VDI-Richtlinie 3106*: Determination of permissible speed (rpm) of lathe chucks (jaw chucks). Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, (2004)

(c) *Web*

- <http://www.rohmiberica.com>

Abril 2012. Página web de la empresa Röhm, especialista en utillaje de centros de mecanizado de alto rendimiento.

- http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos

Octubre 2011. Página web de carácter enciclopédico. En este caso concreto, destinada al conocimiento del Método de los Elementos Finitos.

- <http://www.ansys.com/>

Febrero 2012. Sitio web oficial de ANSYS.

- <http://es.ptc.com/>

Enero 2012. Sitio web oficial de PTC Corporation, empresa dedicada al software de diseño. En este caso, consultada para obtener información acerca de Pro/ENGINEER.

- <http://www.mathworks.es/products/matlab/>

Febrero 2012. Sitio web oficial de Mathworks. Consultas realizadas acerca del paquete informático Matlab.